

UNIVERSIDADE DE LISBOA

FACULDADE DE CIÊNCIAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA GEOGRÁFICA, GEOFÍSICA E ENERGIA



## **Impacto da degradação de materiais no comportamento térmico de coletores solares**

**Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e Ambiente**

João Pedro Carvalho da Silva

Dissertação orientada por:  
Prof. Dr. Maria João Carvalho

2016

## Resumo

Com este trabalho pretende-se quantificar a perda de rendimento de um coletor solar através da análise da degradação dos seus componentes e a sua relação com os valores dos coeficientes de perdas por condução, convecção e radiação. Procedeu-se à construção de uma aplicação em Excel com base num modelo de cálculo desenvolvido por (Roberts, 2013) e (Forbes, 2012) que calcula a curva de rendimento para um coletor solar através de valores dos diferentes componentes construtivos do coletor. Foram inspecionados 4 coletores com diferentes características que foram sujeitos a ensaios de rendimento antes e após exposição prolongada (um ano). Foram feitas as medidas relacionadas com as características construtivas e uma observação das condições de desgaste de cada coletor para se poder prever quais os componentes mais afetados e justificar o ajuste dos coeficientes. Procedeu-se à comparação e aproximação das curvas de rendimento experimentais com as curvas de rendimento calculadas através do modelo teórico, antes e após a exposição. Estas aproximações foram efetuadas através de testes de sensibilidade e ajuste dos valores dos coeficientes de perdas. Compararam-se ambas as curvas teóricas (antes e após exposição) e calculou-se a perda teórica de rendimento para cada coletor e a percentagem que cada um dos coeficientes teve no decréscimo do rendimento. Este estudo possibilita uma análise da degradação dos componentes e também uma possibilidade de prever a perda de rendimento de um determinado coletor solar em condições idênticas.

**Palavras-chave:** Coeficiente de perdas, coletor solar, degradação de componentes, rendimento, testes de sensibilidade.

## **Abstract**

With this work it is intended to quantify a solar thermal collector's efficiency loss through the analysis of its components degradation and their relationship with the values of conduction, convection and radiation loss coefficient. It was built an application in Excel based on a calculation model developed by (Roberts, 2013) and (Forbes, 2012) that calculates the collector's efficiency by using values of different constructive components. It was proceeded the dismantled and inspection of 4 solar thermal collectors after prolonged exposure (one year) and calculated the efficiency before and after exposure. It was measured the characteristics related with the constructive aspects and it was made an observation of the collector's degradation conditions in order to predict which were the most affected components and justify the loss coefficient adjustments. The experimental and theoretical efficiency curves were compared after and before exposure. The required adjustments were performed by sensibility tests to define the values of the loss coefficients that fitted the best approximation for both curves. Both theoretical curves were compared and the efficiency loss was calculated for each collector and the percentage impact that each coefficient had on the efficiency decrease. This study provides an analysis of the degradation of the components and also a possibility to predict the efficiency loss of a given solar collector under identical conditions.

**Keywords:** Component degradation, efficiency, loss coefficient, sensibility tests, solar heater collector.

## **Agradecimentos**

Gostaria de agradecer à professora Maria João Carvalho por todo o apoio demonstrado na realização desta dissertação. O trabalho beneficiou de resultados de ensaios de coletores realizados no âmbito “DURASOL – Durabilidade de coletores solares térmicos”, financiado pela FCT, Projeto FCOMP-01-0124-FEDER-027507 (FCT RECI/SEM-ENE/0170/2012).

# Índice

<b>Resumo</b> .....	<b>ii</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>iii</b>
<b>Agradecimentos</b> .....	<b>iv</b>
<b>Índice</b> .....	<b>v</b>
<b>Índice de Figuras</b> .....	<b>viii</b>
<b>Índice de Tabelas</b> .....	<b>viii</b>
Lista de Gráficos.....	x
Nomenclatura .....	xii
Acrónimos .....	xiv
<b>1. Introdução</b> .....	<b>15</b>
1.1. Consumo mundial de energia .....	15
1.2. Solar térmico mundial .....	16
1.3. Energias renováveis em Portugal.....	19
1.4. Solar térmico em Portugal.....	19
<b>2. Conceito geral de um coletor solar</b> .....	<b>21</b>
2.1. Coletor solar plano sem cobertura.....	21
2.2. Coletor solar com cobertura .....	22
2.3. CPC .....	23
2.4. Coletores de tubos de vácuo.....	23
2.4.1. Coletores de tubos de vácuo de fluxo direto .....	24
2.4.2. Coletores de tubos de vácuo com tubo de calor .....	25
<b>3. Componentes construtivas de um coletor plano com cobertura</b> .....	<b>25</b>
3.1. Absorção .....	25
3.2. Isolamento.....	27

3.3.	Cobertura transparente .....	27
3.4.	Estrutura estanque.....	29
<b>4.</b>	<b>Balanço térmico do coletor .....</b>	<b>30</b>
4.1.	Balanço energético .....	31
4.1.1.	Energia solar absorvida.....	32
4.1.2.	Perdas de calor .....	33
4.1.3.	Convecção.....	34
4.1.4.	Condução .....	35
4.1.5.	Radiação.....	36
4.2.	Equação de Balanço energético.....	37
4.3.	Método estacionário e quasi-dinâmico.....	38
<b>5.</b>	<b>Modelo de balanço térmico simplificado .....</b>	<b>41</b>
5.1.	O coeficiente total de perdas $U_L$ .....	41
5.1.1.	Coletor sem cobertura .....	44
5.1.2.	Coletor com cobertura.....	46
5.2.	O rendimento instantâneo.....	52
5.3.	Validação da aplicação desenvolvida em Excel .....	54
<b>6.</b>	<b>Avaliação experimental do comportamento térmico do coletor (medida de rendimento).....</b>	<b>58</b>
6.1.	Inspeção dos coletores .....	58
1º Coletor (A) .....		60
2º Coletor (B) .....		62
3º Coletor ( $C_1$ e $C_2$ ) .....		64
4º coletor ( $D_1$ e $D_2$ ) .....		66
<b>7.</b>	<b>Comparação entre o modelo de balanço térmico simplificado aos valores de rendimento medidos.....</b>	<b>67</b>
7.1.	Mecanismos de degradação.....	67
7.2.	Aplicação de modelo de balanço térmico simplificado .....	69
7.2.1.	Comparação de curvas de rendimento.....	70
7.2.2.	Testes de sensibilidade .....	75
7.3.	Ajuste das aproximações aos valores ensaiados.....	80

7.3.1.	Coletor B .....	85
7.3.2.	Coletor C1 e C2 .....	87
7.3.3.	Coletor D1 e D2 .....	89
<b>8.</b>	<b>Conclusão .....</b>	<b>91</b>
<b>9.</b>	<b>Bibliografia .....</b>	<b>92</b>

## Índice de Figuras

Figura 1.1: Consumo por setor .....	15
Figura 1.2: Consumo por região .....	16
Figura 1.3: Crescimento mercado de instalações recentes .....	17
Figura 1.4 Partilha do total instalado em 2014.....	18
Figura 1.5: Distribuição da capacidade total instalada por tipo de coletor no Mundo(a) e Europa(b) .....	18
Figura 1.6: % de energias renováveis no consumo total de energia em 2020 .....	19
Figura 1.7: Evolução da capacidade acumulada.....	20
Figura 1.8: (a) Tipologia sistemas fabricados ou importados em 2014.....	20
Figura 2.1: Estrutura coletor solar plano .....	22
Figura 2.2: Estrutura componentes coletor tubos de vácuo .....	24
Figura 2.3: Tubo de vácuo tipo Sidney .....	24
Figura 2.4: Secção transversal de um tubo coletor de calor .....	25
Figura 3.1: Absorção tipo Roll-Bond (a), absorção com tubos soldados (b), absorção em serpentina (c) e absorção de superfície total (d).....	26
Figura 3.2: Cobertura de vidro dupla .....	28
Figura 3.3: Estrutura estanque coletor plano .....	30
Figura 4.1: Esquema representativo coletor solar plano.....	30
Figura 5.1: Rede térmica e rede térmica equivalente.....	42
Figura 5.2: Representação da transferência de calor entre o absorção e o ambiente com a cobertura.....	46
Figura 5.3: Esquema representativo da secção tubo-absorção .....	50
Figura 6.1: Esquema representativo das tubagens do coletor A e B .....	59
Figura 6.2: (a) – cobertura transparente; (b) – junção do caixilho; (c) – tubos adutores, coletores e parte traseira do absorção; (d) – respirador posterior.....	61
Figura 6.3 : (a)- absorção; (b) – tubo adutor parte exterior; (c) – isolamento do coletor. ....	63
Figura 6.4:Esquema demonstrativo corrosão do absorção.....	64
Figura 6.5: (a)- coletor antes do desmantelamento; (b) – isolamento posterior; (c) – junção do tubo coletor com o absorção.....	65
Figura 6.6: (a)- cobertura transparente; (b) ligação tubo adutor com coletor; (c)- parafuso do absorção. ....	66

## Lista de Tabelas

Tabela 5.1: Valores utilizados para a validação do modelo .....	54
Tabela 6.1: Características construtivas dos vários coletores inspecionados.....	59



Tabela 6.2: Gama de condutividades térmicas analisadas .....	60
Tabela 6.3: Parâmetros medidos das características construtivas dos coletores. ....	60
Tabela 6.4: Valores medidos de $\eta_0$ , $a_1$ , $a_2$ , $\alpha$ e $\varepsilon$ para o coletor A em 2013 e 2014.....	61
Tabela 6.5: Valores medidos de $\eta_0$ , $a_1$ , $a_2$ , $\alpha$ e $\varepsilon$ para o coletor B em 2013 e 2014.....	63
Tabela 6.6: Valores medidos de $\eta_0$ , $a_1$ , $a_2$ , $\alpha$ e $\varepsilon$ para o 3º coletor ( $C_1$ e $C_2$ ).....	65
Tabela 6.7: Valores medidos de $\eta_0$ , $a_1$ , $a_2$ , $\alpha$ e $\varepsilon$ para o 4º coletor ( $D_1$ e $D_2$ ). ....	67
Tabela 7.1: Resumo de coeficientes utilizados para primeira aproximação de curvas de rendimento.....	70
Tabela 7.2: valores mínimos e máximos utilizados para cada parâmetro. ....	75
Tabela 7.3: Impacto em percentagem dos coeficientes de perdas no rendimento .....	80
Tabela 7.4: valores de coeficientes utilizados fase inicial.....	80
Tabela 7.5: Comparação valores dos coeficientes de 2013 e 2014 para o coletor A. ....	84
Tabela 7.6: percentagem do efeito de cada coeficiente na perda de rendimento de 2013 e 2014 para A.....	84
Tabela 7.7: Comparação valores dos coeficientes de 2013 e 2014 para o coletor B. ....	85
Tabela 7.9: Percentagem que cada coeficiente na perda de rendimento para B. ....	87
Tabela 7.10: Comparação valores dos coeficientes de $C_1$ e $C_2$ .....	87
Tabela 7.11: Comparação valores dos coeficientes de $D_1$ e $D_2$ . ....	89

## Lista de Gráficos

Gráfico 5.1: Comparação entre o cálculo exato e aproximado de $F$ em função do coeficiente total de perdas (a) pela aplicação em Excell e (b) por (Roberts, 2013) .....	55
Gráfico 5.2: Comparação entre cálculo exato e aproximado de $F''$ , (a) aplicação em Excell e (b) (Roberts, 2013) .....	55
Gráfico 5.3: Comparação entre cálculo exato e aproximado de $FR$ , (a) aplicação em Excell e (b) (Roberts, 2013) .....	56
Gráfico 5.4: Comparação do cálculo de R exato e aproximado para vários valores de emissividade do absorvedor (a) através da aplicação em Excell e (b) (Roberts, 2013) .....	56
Gráfico 5.5: Cálculo de rendimento para vários valores de emissividade (a) utilizando a aplicação e (b) apresentado em (Roberts, 2013).....	57
Gráfico 6.1: Resultados do rendimento para 2013 e 2014. ....	62
Gráfico 6.2: Rendimento para coletor B em 2013 e 2014.....	63
Gráfico 6.3: Rendimento para 3ºcoletor nos casos $C_1$ e $C_2$ . ....	66
Gráfico 6.4: Rendimento do 4º coletor para $D_1$ e $D_2$ . ....	67
Gráfico 7.1: Comparação dos resultados experimentais com o cálculo aproximado teórico para o coletor A em (a) 2013 e (b) 2014.....	71
Gráfico 7.2: Comparação dos resultados experimentais com o cálculo aproximado teórico para o coletor B em (a) 2013 e (b) 2014.....	72
Gráfico 7.3: Comparação dos resultados experimentais com o cálculo aproximado teórico para o coletor C em (a) $C_1$ e (b) $C_2$ .....	73
Gráfico 7.4: Comparação dos resultados experimentais com o cálculo aproximado teórico para o coletor D em (a) $D_1$ e (b) $D_2$ . ....	74
Gráfico 7.5: Comparação de três valores diferentes para o coeficiente de $h_b$ (a); $C_b$ (b) e $k_c$ (c), com os valores ensaiados experimentalmente. ....	76
Gráfico 7.6: Comparação de três valores diferentes para o coeficiente de $h_{fi}$ (a); $h_o$ (b); $h_1$ (c); $h_2$ (d), e $h_3$ (e), com os valores ensaiados experimentalmente.....	78
Gráfico 7.7: Comparação de curvas de rendimento com três valores diferentes de transmissividade com a curva de rendimento calculada com valores de ensaio experimental. ....	79
Gráfico 7.8: Comparação curva de rendimento teórica aproximada e curva de rendimento calculada por ensaio experimental. ....	81
Gráfico 7.9: Curva de rendimento com alteração apenas de um valor de, $kb$ , $h_{fi}$ e $\tau$ . ....	82
Gráfico 7.10: Melhor aproximação da curva de rendimento para o coletor em 2013.....	82
Gráfico 7.11: Três cenários de deterioração, só de componentes de: condução, convecção e transmissividade. ....	83
Gráfico 7.12: Aproximação da curva de rendimento para o coletor A para 2014.....	84
Gráfico 7.13: Curvas de rendimento teóricas para o coletor A, para 2013 e 2014.....	85

Gráfico 7.14: Aproximação da curva de rendimento para o coletor B para: (a) – 2013, (b)- 2014. ....	86
Gráfico 7.16 : Curvas de rendimento para o coletor B, calculadas pela aplicação em Excell para 2013 e 2014.....	87
Gráfico 7.17: Aproximação da curva de rendimento para o 3º coletor para: (a) – C <sub>1</sub> , (b)- C <sub>2</sub> . ....	88
Gráfico 7.18: Curvas de rendimento para o 3º coletor, calculadas analiticamente para C <sub>1</sub> e C <sub>2</sub> . ....	88
Gráfico 7.19: Aproximação da curva de rendimento para o 4º coletor para: (a) – D <sub>1</sub> , (b)- D <sub>2</sub> ....	89
Gráfico 7.20: Curvas de rendimento para o 4º coletor, calculadas pela expressão para D <sub>1</sub> e D <sub>2</sub> . ....	90

## Nomenclatura

$\eta$	rendimento instantâneo do coletor	
$x$	temperatura reduzida considerando a temperatura de entrada	$[^{\circ}\text{C W}^{-1} \text{ m}^2]$
$x_c$	temperatura reduzida considerando a temperatura do absorsor	$[^{\circ}\text{C W}^{-1} \text{ m}^2]$
$\eta_0$	rendimento ótico do coletor	$[-]$
$a_1$	coeficiente de perdas térmicas $(T_m - T_a) = 0$	$[\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}]$
$a_2$	dependência na temperatura do coeficiente de perdas térmicas	$[\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-2}]$
$S$	radiação solar por unidade de área	$[\text{W m}^{-2}]$
$G$	irradiância solar	$[\text{W m}^{-2}]$
$\alpha$	coeficiente de absortividade do coletor	$[-]$
$\varepsilon$	emissividade térmica do absorsor	$[-]$
$\varepsilon_a$	emissividade térmica ambiente	$[-]$
$\varepsilon_p$	emissividade térmica da cobertura	$[-]$
$\tau$	transmissividade da cobertura	$[-]$
$F_R$	fator de remoção de calor	$[-]$
$F'$	fator de eficiência da alheta	$[-]$
$F$	eficiência da alheta	$[-]$
$U_L$	coeficiente global de perdas de calor	$[\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}]$
$U_{Lt}$	coeficiente de perdas de calor pelo topo	$[\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}]$
$U_{Lf}$	coeficiente de perdas de calor pelo fundo	$[\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}]$
$A$	área do coletor	$[\text{m}^2]$
$k_c$	condutividade térmica do absorsor	$[\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}]$
$\delta$	espessura do material	$[\text{m}]$
$D$	diâmetro externo das tubagens	$[\text{m}]$
$W$	espaçamento entre tubos	$[\text{m}]$
$\sigma$	constante Stefan-Boltzman ( $5.6704 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$ )	
$T_a$	temperatura ambiente	$[^{\circ}\text{C}]$
$T_m$	temperatura média no interior do coletor	$[^{\circ}\text{C}]$
$T_{in}$	temperatura de entrada	$[^{\circ}\text{C}]$
$h_{fi}$	coeficiente de convecção no interior dos tubos	$[\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}]$
$h_{cca}$	coeficiente de convecção do absorsor com o ambiente	$[\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}]$

$h_{ccp}$	coeficiente de convecção da placa absorsora com a cobertura	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_{cpa}$	coeficiente de convecção da cobertura com o ambiente	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_{rca}$	coeficiente de radiação da placa absorsora com o ambiente	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_{rcp}$	coeficiente de radiação da placa absorsora com a cobertura	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_{rpa}$	coeficiente de radiação da cobertura com o ambiente	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_0$	coeficiente de convecção do absorsor com a cobertura, independente da temperatura	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_1$	coeficiente de convecção do absorsor com a cobertura, dependente da temperatura	$[Wm^{-2}K^{-2}]$
$h_2$	coeficiente de convecção da cobertura para o ambiente, independente da velocidade do vento	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_3$	coeficiente de convecção da cobertura para o ambiente, dependente da velocidade do vento	$[Wm^{-3}sK^{-1}]$
$V$	velocidade do vento	$[ms^{-1}]$
$h_b$	coeficiente de perdas de calor por condução através da base	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$k_b$	condutividade do isolamento	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
$L_b$	espessura do isolamento da base	$[m]$
$C_b$	condutância da alheta para a junção com a cobertura	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
$C_p$	calor específico do material	$[JKg^{-1}K^{-1}]$
$\dot{m}$	caudal mássico do fluido de transferência de calor	$[Kgs^{-1}]$
$Q_{cp}$	perda de calor do absorsor para a cobertura	$[Wm^{-2}]$
$Q_{pa}$	perda de calor da cobertura para o ambiente	$[Wm^{-2}]$
$Q_{ca}$	perda de calor do absorsor para o ambiente	$[Wm^{-2}]$
$c_1$	coeficiente de perdas térmicas a $(T_m - T_a)$	$[W m^{-2} K^{-1}]$
$c_2$	dependência na temperatura do coeficiente de perdas térmicas	$[W m^{-2} K^{-2}]$
$c_3$	dependência na velocidade do vento do coeficiente de perdas térmicas	$[J m^{-3} K^{-1}]$
$c_4$	dependência na temperatura do céu do coeficiente de perdas térmicas	$[W m^{-2} K^{-1}]$
$c_5$	capacidade térmica efetiva	$[J m^{-2} K^{-1}]$
$c_6$	dependência na velocidade do vento do rendimento com perdas térmicas nulas	$[sm^{-1}]$
$K_{\theta b}(\theta)$	modificador do ângulo de incidência para a radiação direta	$[-]$
$K_{\theta d}$	modificador do ângulo de incidência para a radiação difusa	$[-]$

## **Acrónimos**

AQS - Águas Quentes Sanitárias

ASHRAE-American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

CPC - Concentrated Parabolic Collector

ESTIF - European Solar Thermal Industry Federation e International

IEA - International Energy Agency

IEA-SHC –International Energy Agency – Solar Heating and Cooling

ISO - International Organization for Standardization

LNEG – Laboratório Nacional de Energia e Geologia

OST Observatório Solar Térmico

Tep- Tonelada equivalente de petróleo

# 1. Introdução

## 1.1. Consumo mundial de energia

A energia é um fator crucial para o progresso e desenvolvimento humano, todos os dias são consumidos mais de 50 GWh de energia para que possamos manter o nosso estilo de vida e que possamos prosperar. As decisões e investimentos de hoje irão influenciar a nossa vida como consumidores e produtores dentro de 30 a 40 anos. Cabe à tecnologia o papel de se ser cada vez mais eficiente na produção e na entrega deste bem essencial. A procura de energia cresce 1,2% por ano, significa que até 2035, será mais 35% do que em 2010. Este acréscimo deve-se principalmente à expansão da classe média em países em desenvolvimento e a uma procura por melhores condições de vida. Para tal, terá de existir uma maior produção de bens, resultando num aumento de atividade industrial de 40% até 2040 (Energy Outlook 2035, 2014), bem como uma maior utilização de transportes públicos e privados, de construções de infraestruturas como hospitais escritórios e habitações. A figura 1.1 representa o aumento das necessidades energéticas para cada setor desde 1965 até aos dias de hoje e a evolução espectável até 2035.

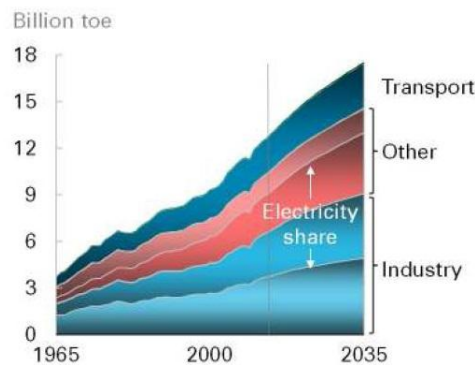


Figura 1.1: Consumo por setor

Fonte: (Energy Outlook 2035, 2014)

A atividade industrial tende a migrar para zonas com maior facilidade de acesso a mão-de-obra, matérias-primas e por oportunidades financeiras. Desde 1990 que a China tem dominado o crescimento industrial e é expectável que durante os próximos 25 anos a procura de energia devido a crescimento industrial se desloque para o resto do mundo em desenvolvimento, à medida que a economia chinesa vá amadurecendo. É o caso da Índia, Brasil, Arábia Saudita e outros países que também irão apresentar um crescimento na procura de energia para satisfazerem o

surgimento de uma população com necessidades inerentes a um estilo de vida moderno. A figura 1.2 apresenta as proporções que cada uma das potências emergentes terá no consumo energético em relação aos países da OCDE.

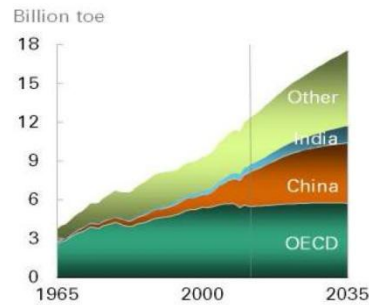


Figura 1.2: Consumo por região

*Fonte:* (Energy Outlook 2035, 2014)

A evolução espectável será para uma estabilização do consumo energético por parte dos países da OCDE e para um aumento significativo do resto do mundo como a China e a Índia.

## 1.2. Solar térmico mundial

A energia solar é a energia mais abundante e preponderante em todo o globo terrestre. Com mais de 89000 TW disponíveis na superfície terrestre (Laboratories). Esta fonte de energia apresenta o maior potencial energético quando comparado com qualquer outra fonte de energia renovável, ou não renovável. A energia solar tem várias formas de ser aproveitada, são exemplo os coletores solares que através da energia radiativa proveniente do Sol permitem o aquecimento de água, ou o caso de painéis fotovoltaicos que podem injetar eletricidade diretamente na rede por excitação eletrônica, ou podem simplesmente produzir energia para ser armazenada em baterias e utilizada posteriormente.

Após mais de um século de desenvolvimento deste tipo de sistemas, pode-se considerar que a captação de energia por coletores solares térmicos atingiu um nível de maturidade consistente. Para se conseguir uma maior viabilidade deste tipo de aplicação, a utilização de energia solar térmica varia consoante cada região, uma vez que as necessidades climáticas e sociais são diferentes. (Norton, 2011) Os



principais sistemas solares são coletores planos com e sem cobertura, coletores de tubo de vácuo e coletores de concentração. Quanto ao seu funcionamento podem ser de sistema forçado ou termossifão em que o último representa atualmente cerca de 75% do mercado (Solar Heat Worldwide, 2014). Como principais aplicações os coletores solares são utilizados para aquecimento de piscinas e de espaços, para AQS, para processos industriais e sistemas de distribuição em rede para aquecimento e arrefecimento. Estima-se que estejam em operação cerca de 78 milhões de sistemas solar térmicos, em que 78% são utilizados para uso doméstico; 9% para hospitais, hotéis e habitações multifamiliares; 8 % para aquecimento de piscinas; 4% serão sistemas combinados para aquecimento de água e espaços; os restos cerca de 1% entregam calor para sistemas de distribuição em rede, para processos industriais e sistemas de arrefecimento (Solar Heat Worldwide, 2014). Na figura 1.3 observa-se que o mercado da energia solar térmica cresceu 9,4% em 2012, devido principalmente aos vastos mercados da China com um crescimento de 10,9%, o Brasil com 11,7% e a Índia com 44,4%. No entanto, os restantes mercados decresceram significativamente, em que a Alemanha apresentou um decréscimo de 9,5%, a Itália de 15,4% e a Turquia de 10,1% (Solar Heat Worldwide, 2014).

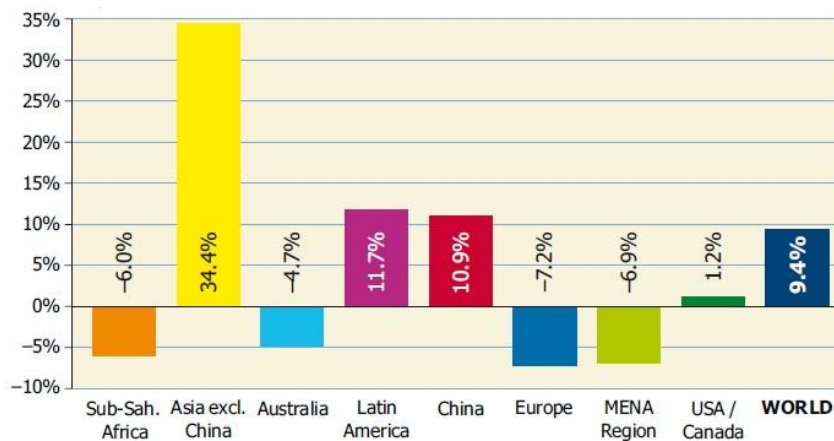


Figura 1.3: Crescimento mercado de instalações recentes

*Fonte:* (Solar Heat Worldwide, 2014)

Pelo final de 2012, uma capacidade instalada de 269,3 GW<sub>t</sub> correspondendo a um total de 384,7 milhões de metros quadrados encontrava-se em funcionamento situada na sua maioria na China com 108,4 GW<sub>t</sub> e na Europa com 42,8 GW<sub>t</sub>, constituindo, 83% do total instalado.

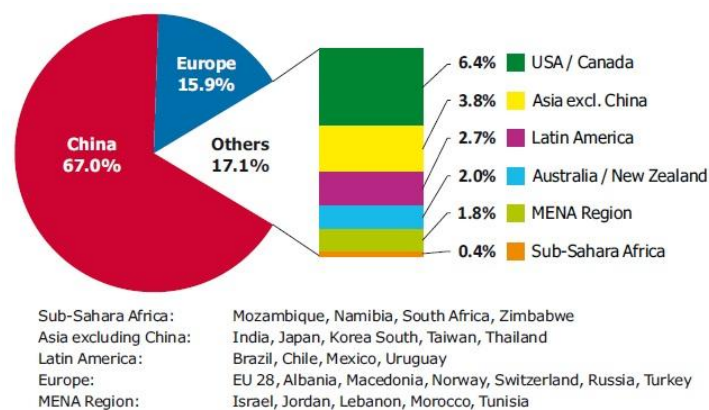


Figura 1.4 Partilha do total instalado em 2014

*Fonte:* (Solar Heat Worldwide, 2014)

Quanto ao tipo de sistema mais utilizado, são os coletores de tubo de vácuo com um valor de 65% em operação e com 82% de capacidade total recentemente instalada. Este facto deve-se à implementação deste tipo de coletores principalmente na China. No entanto, se analisarmos o caso particular da Europa, a situação é diferente. Neste caso são os coletores planos com cobertura que dominam o mercado com praticamente 85% da capacidade operacional e com mais de 86% do total da capacidade instalada recentemente.

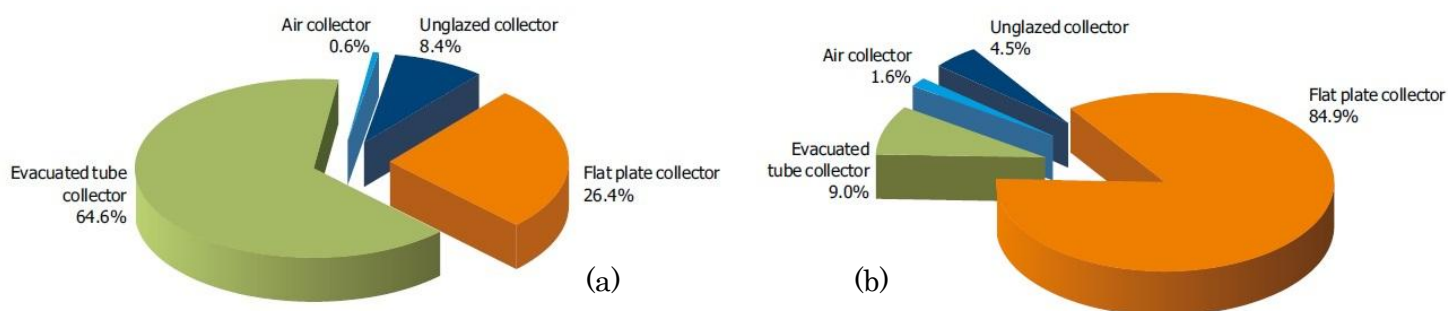


Figura 1.5: Distribuição da capacidade total instalada por tipo de coletor no Mundo(a) e Europa(b)

*Fonte:* (Solar Heat Worldwide, 2014)

### 1.3. Energias renováveis em Portugal

Foi apresentado um Pacote Europeu para 2030 pela Comunicação da Comissão Europeia de 22 de Janeiro de 2014 em que foi estipulado uma redução de 40% das emissões domésticas de gases com efeito de estufa em comparação com os valores de 1990. Foi acordado um consumo de pelo menos 27% como energia final de fontes renováveis de energia esperando-se ser possível aumentar a meta para os 30% e um acréscimo de 30% de eficiência energética. No seguimento destas novas diretrizes, Portugal comprometeu-se a incrementar o peso das energias renováveis de 20,5%, em 2005, para 31% em 2020 (EDP Portugal).



Figura 1.6: % de energias renováveis no consumo total de energia em 2020

*Fonte:* (EDP Portugal)

### 1.4. Solar térmico em Portugal

Foi definido pelo Plano Nacional para a Eficiência Energética e Energias Renováveis, publicado a 10 de Abril de 2013 que se tem de instalar até 2020, 2.214.282 m<sup>2</sup> de sistemas solares térmicos, correspondendo a um crescimento médio anual de 11,5% entre 2010 e 2020. No entanto, contrariamente aos objetivos acordados, o Observatório Solar Térmico (OST) registou que a capacidade média instalada decresceu anualmente 30% entre 2010 e 2013. No final de 2014 a capacidade total acumulada foi de 1.133.965 m<sup>2</sup> (793.775 kW<sub>t</sub>) e a capacidade instalada de 54.961m<sup>2</sup> (38.473 kW<sub>t</sub>). O mercado apresenta uma pequena diminuição de 4%, comparativamente com o ano anterior. Ficam desta forma, por instalar ainda cerca de 1.080.317m<sup>2</sup> até 2020. É previsível que apenas metade desse valor seja instalado em 2020. Para atingir tal objetivo, teriam que ser instalados 150.000m<sup>2</sup> por ano, algo que só será possível com medidas de apoio governamental. Estima-se que em 2015 o mercado estabilize sensivelmente na

instalação de 55.000m<sup>2</sup> anuais, (28.500 kW<sub>t</sub>) considerando a evolução desde o início de 2015 (Apisolar).

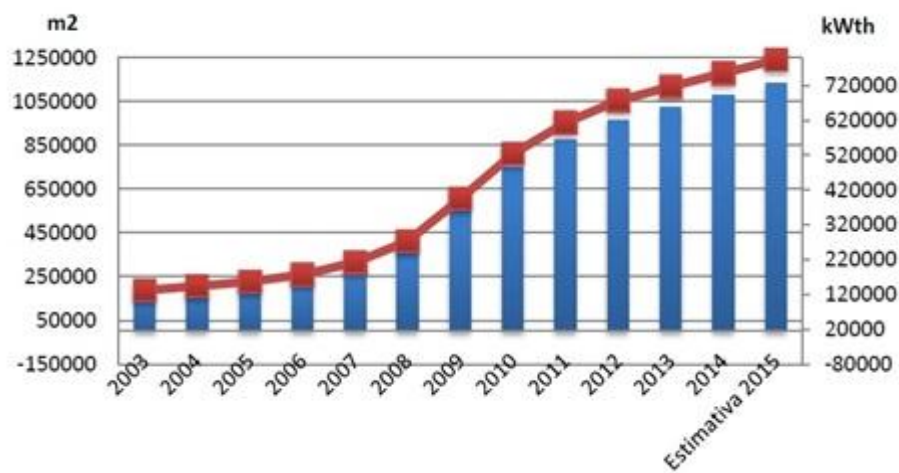


Figura 1.7: Evolução da capacidade acumulada

*Fonte:* (Apisolar)

Segundo o método proposto pela ESTIF e a IEA-SHC em relacionar energia produzida com área de coletores, no ano de 2014 obteve-se uma produção de 32.199 MWh (7.084 Tep) com origem em sistemas AQS e uma produção de 1079 MWh (237 Tep) proveniente de sistemas combinados de AQS mais aquecimento. Em relação à tipologia dos sistemas, os mais procurados foram os de circulação forçada com 44% do total. Na figura seguinte estão apresentados os dados das relações entre a procura de diferentes tipos de sistemas (a), e a percentagem da utilização dos coletores individuais (b) que neste caso foram 67% para habitações e 37% para piscinas e hotéis:

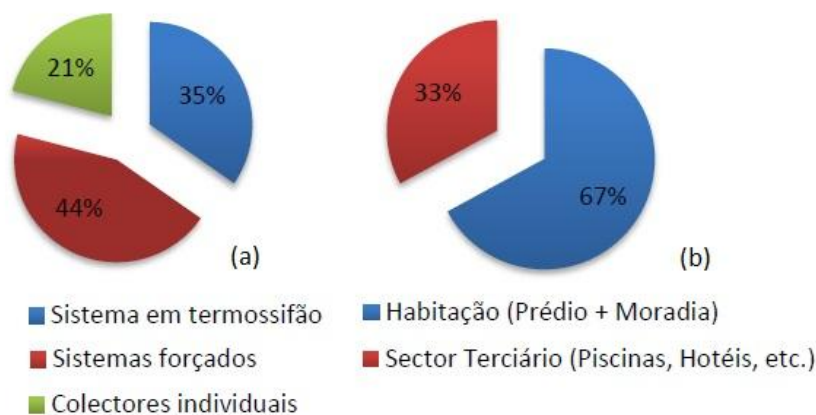


Figura 1.8: (a) Tipologia sistemas fabricados ou importados em 2014  
(b) Procura coletores individuais na habitação e no sector terciário em 2014

*Fonte:* (Apisolar)

## 2. Conceito geral de um coletor solar

Um coletor solar é um equipamento que capta a radiação solar transformando-a em energia térmica, tendo como objetivo a transferência deste calor com o máximo rendimento para o resto do sistema em operação. Neste processo existem 3 tipos de perdas:

- Perdas radiativas, devidas à propagação para o exterior de calor por emissão de radiação das superfícies;
- Perdas condutivas, devidas ao contacto existente das várias superfícies a temperaturas diferentes;
- Perdas convectivas, devidas à deslocação de ar sobre a superfície do coletor.

Pode-se avaliar a qualidade de um determinado coletor pela relação entre estas perdas e o seu rendimento ótico, que é a capacidade de absorção de radiação do absorsor, que varia no tempo, uma vez que a inclinação dos raios solares variam no dia e no ano. Existem vários tipos de coletores disponíveis no mercado e cada um deles será mais adequado consoante as necessidades energéticas e condições climáticas.

### 2.1. Coletor solar plano sem cobertura

Os coletores sem cobertura como não apresentam uma cobertura de vidro, possuem painéis feitos de borracha ou plástico com um tratamento de forma a evitar a deterioração causada pela luz ultravioleta de forma a aumentar o tempo de vida do sistema. São geralmente menos dispendiosos do que coletores com cobertura uma vez que possuem um *design* construtivo mais simples, menos componentes e mais baratas e também devido ao facto da instalação ser relativamente fácil uma vez que não obriga a grandes estruturas de fixação. São utilizados geralmente para aquecimento de piscinas e de água potável. No entanto é comum entre estes tipos de coletores o rendimento ser reduzido e apresentando a desvantagem, devido a se ter que instalar uma maior superfície de coletores em comparação com coletores com cobertura, ou outros tipos de sistemas.

## 2.2. Coletor solar com cobertura

O coletor solar com cobertura destina-se à produção de água quente com temperaturas até aos 60°C, por esse efeito tem como principal aplicação a utilização para águas quentes sanitárias - AQS. Utilizam tanto a radiação direta como difusa e não necessitam de um mecanismo de seguimento solar nem de uma elevada manutenção, sendo mecanicamente mais simples que um concentrador solar. Este sistema obriga a uma introdução de um permutador de calor uma vez que na utilização de AQS, podem existir variações repentinas de temperatura e produtos que podem danificar as tubagens. Geralmente, estes coletores pesam 40kg por módulo e as dimensões mais comuns são na ordem dos 2m<sup>2</sup>. As principais componentes deste coletor solar são a cobertura transparente que permite a entrada dos raios solares e bloqueia a saída de infravermelhos, aumentando assim a temperatura do absorvedor e assegurar a estanquicidade do coletor e a redução de perdas; a placa absorvedora que transforma a energia recebida em calor e transfere-a para o fluido circulante, presente nos tubos que podem ser em paralelo ou em serpentina; a caixa estanque que tem como função proteger o interior do coletor conferindo rigidez ao sistema e evitando através de isolamento reduzir as perdas de calor para o exterior.

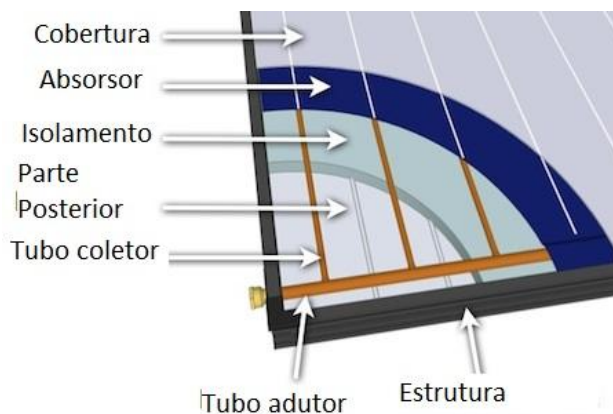


Figura 2.1: Estrutura coletor solar plano

Fonte: (Apricus)

### **2.3. CPC**

Este tipo de sistemas designado por Coletores Parabólicos Compostos ou Winston surgem do desenvolvimento da ótica não produtora de imagem e das suas propriedades, combinando as características de coletores planos, uma vez que podem ser instalados em estruturas fixas com a possibilidade de aproveitamento de radiação difusa mas com a possibilidade de atingirem temperaturas mais elevadas, tal como os concentradores convencionais. Apresentam como principal diferença geométrica dos coletores planos a constituição da superfície de absorção que é constituída por um conjunto de alhetas em 'V' situadas na parte superior da superfície refletora. Como os raios solares incidem na parte de cima das alhetas, a captação dá-se em ambas as faces destas, os raios que forem refletidos acabam por incidir na parte inferior, elevando a temperatura do fluido circulante e reduzindo as perdas térmicas, melhorando o desempenho e o rendimento térmico do sistema, bem como uma maior velocidade em atingir a temperatura nominal de funcionamento uma vez que apresentam uma menor inércia térmica.

### **2.4. Coletores de tubos de vácuo**

Quando as necessidades térmicas exigem temperaturas superiores a 90° C, no sentido de se garantir um bom rendimento, recorre-se geralmente a coletores de tubos de vácuo. Isto porque apresentam um bom rendimento, mesmo em situações em que a diferença da temperatura do absorsor com a do ambiente é elevada e situações como uma radiação e uma exposição solar reduzida. São constituídos por tubos de vidro transparente com tubos absorsores metálicos no seu interior, que estão ligados entre si por um distribuidor, onde estão colocadas as fontes de alimentação e retorno. Os coletores de tubos de vácuo suportam maiores cargas térmicas que os coletores planos, mas são significativamente mais dispendiosos do que estes. Existem dois tipos diferentes e principais de coletores de tubo de vácuo: fluxo direto e tubo de calor. A figura seguinte representa um coletor de tubos de vácuo típico e as suas várias componentes:



Figura 2.2: Estrutura componentes coletor tubos de vácuo

*Fonte: (Apricus)*

#### 2.4.1. Coletores de tubos de vácuo de fluxo direto

Neste caso, o fluido circulante é encaminhado ao longo de um sistema de tubos coaxiais até à base do absorvedor onde por sua vez é conduzido para o distribuidor, aumentando desta forma a temperatura do fluido. Podem ser orientados a Sul ou então instalados numa posição horizontal com um telhado plano. Um tipo diferente destes sistemas é o coletor Sydney (Figura 2.3) que é constituído por um duplo tubo de vácuo selado onde a transferência de calor é efetuada numa placa de condução térmica conectada com um tubo em forma de 'U'. Uma vez que não possuem refletores, estes coletores se instalados em telhados planos devem-no ser com uma cobertura no telhado com uma boa refletividade no sentido de aumentar o ganho de energia.

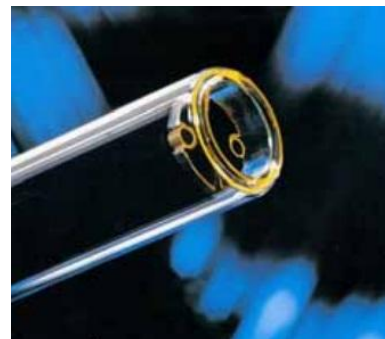
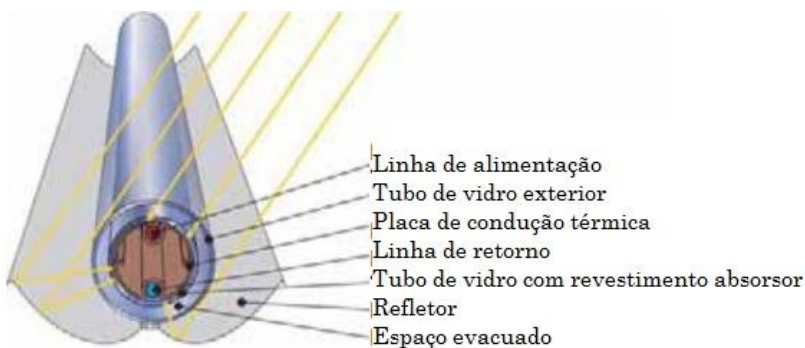


Figura 2.3: Tubo de vácuo tipo Sydney

*Fonte: Microtherm, Lods*



### 2.4.2. Coletores de tubos de vácuo com tubo de calor

Este tipo de coletores possuem um revestimento seletivo sobre o tubo de vidro interior que está em bom contacto térmico (através de alhetas metálicas) com o tubo de calor e colocado dentro do tubo de vácuo como se pode ver no pormenor do tubo coletor de calor da Figura 2.4. Através da evaporação de água ou álcool presente no tubo de aquecimento, transfere-se calor por condensação através de um permutador de calor para o fluido circulante. Para que funcionem estes sistemas têm de estar instalados com uma inclinação mínima de 25°.

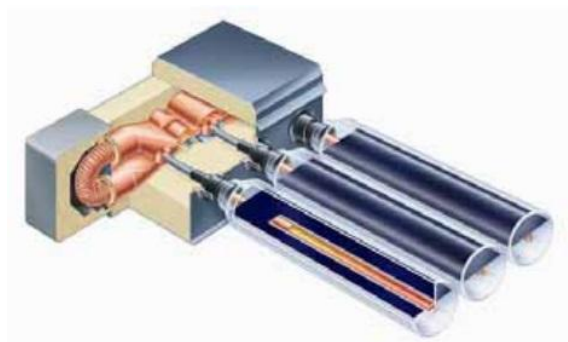


Figura 2.4: Secção transversal de um tubo coletor de calor

*Fonte:* (Energia Solar Térmica- manual sobre tecnologias, projeto e instalação, 2011)

## 3. Componentes construtivas de um coletor plano com cobertura

### 3.1. Absorisor

O absorsor é a componente do coletor que capta e transforma em calor a radiação solar, transferindo essa energia térmica para o fluido circulante. É um elemento muito importante para a obtenção de energia útil e terá que apresentar as melhores condições possíveis ao nível da capacidade de absorção e da redução de perdas, ou seja, apresentar a maior absortividade e a menor emissividade possível.

A face do absorsor que está exposta aos raios solares, por questões de otimização da absorção, possui um revestimento específico que pode ser uma tinta preta-baça ou uma superfície seletiva. Para o caso em que se atinjam altas temperaturas a tinta preta não é aconselhável uma vez que mesmo com um valor de absortividade (bom

$\alpha \approx 0,9$ ) tem um coeficiente de emissividade na ordem do da absorptividade, o que significa que as perdas por radiação são mais elevadas. No caso de uma superfície seletiva, o revestimento apresenta uma absorptividade sensivelmente entre os 0,8 e os 0,9 e uma emissividade entre os 0,06 e os 0,15, isto deve-se ao facto deste revestimento ser formado por diferentes camadas e sujeito a tratamentos específicos (R. L. Axelbaum, 1987), potencializando a absorção de radiação solar de pequeno comprimento de onda e reduzindo a emissão de radiação de grande comprimento de onda ou infravermelhos, resultando num melhor rendimento e diminuição de perdas.

Existem vários tipos de absorsores como são o caso: absorsor de uma única placa metálica onde são soldados os tubos em que circula o fluido; absorsor de duas placas metálicas separada; absorsor de superfície total e em serpentina; absorsor do tipo *Roll-Bond*, construído com aplicação de pressão em duas lâminas metálicas com o desenho do circuito do fluido que, aquando a introdução de ar a pressões elevadas, irá provocar o intumescimento deste mesmo circuito; absorsor de plástico, quase exclusivo para a utilização em aquecimento de piscinas.

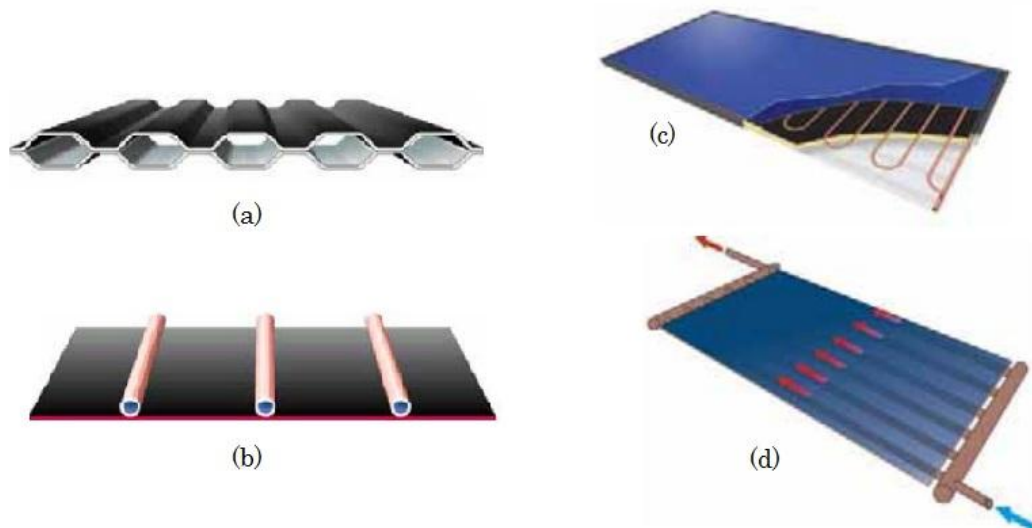


Figura 3.1: AbsorSOR tipo Roll-Bond (a), absorSOR com tubos soldados (b), absorSOR em serpentina (c) e absorSOR de superfície total (d).

*Fonte:* (Energia Solar Térmica- manual sobre tecnologias, projeto e instalação, 2011)

### **3.2. Isolamento**

O isolamento tem como função a redução de perdas térmicas posteriores por condução, que são todas as perdas que ocorrem pelos lados e pela base. O isolamento terá de suportar temperaturas bastante altas (até 150°C) sem se danificar e encontra-se na parte traseira entre o absorvedor e a caixa estanque. Existem coletores com uma lâmina refletora entre o absorvedor e o isolamento de forma a reduzir a radiação de grande comprimento de onda emitida pelo absorvedor e que atinge o isolamento para que não seja sujeito a temperaturas tão elevadas. Mesmo não protegendo termicamente o equipamento uma vez que este aquece por convecção, tem como vantagem a reflexão de radiação para os tubos de fluido circulante. O isolamento, sob a ação do calor pode emitir vapores que ao condensarem-se na cobertura transparente vão consequentemente diminuir a capacidade de absorção. Por outro lado, pode ganhar humidade devido à condensação originada principalmente por falha na estanquicidade, degradação das juntas ou quebra da cobertura.

Alguns dos principais isolamentos utilizados são os de poliuretano expandido, lã de rocha e lã de vidro, mas a principal condição entre eles é que possuam uma elevada resistência térmica, não derreta, encolha ou liberte gases. O isolamento em fibra mineral é o mais indicado para suportar altas temperaturas. Existem também, coletores com uma estrutura geralmente de teflon entre o absorvedor e a cobertura com o intuito de limitarem a convecção e reduzirem assim as perdas convectivas.

### **3.3. Cobertura transparente**

A cobertura do coletor solar é a componente que irá permitir não só a estabilidade e estanquicidade ao conjunto absorvedor e isolamento juntamente com a caixa estanque e as juntas mas também criar o ambiente de efeito de estufa e reduzir as perdas por convecção do coletor. Terá de apresentar como características para um bom desempenho e rendimento, um coeficiente de condutividade reduzido, de forma a dificultar as perdas de calor para o exterior, um coeficiente de transmissividade reduzido para a radiação infravermelha emitida pelo absorvedor e uma transmissividade elevada para permitir a passagem da radiação solar para a superfície absorvedora em complementaridade com um reduzido valor de refletividade, efeito que pode ser melhorado através de tratamentos anti-reflexo; necessita de um pequeno coeficiente de dilatação uma vez que a parte interior

registrará maiores temperaturas do que a exterior, de forma a evitar o risco de quebra e deformação; evitar a aglomeração de sujidade na parte exterior com o intuito de um fácil escoamento das águas da chuva e de forma a garantir uma lavagem fácil sem intervenção manual. Deve também resistir às condições climáticas como a pressão do vento, neve e impactos de objetos.

Quanto ao tipo de cobertura, existem coberturas de plásticos, de vidro simples e de vidro duplo. As coberturas de plástico são de fácil manuseamento e menos frágeis uma vez que são mais leves possuindo menos risco durante o processo de transporte e montagem, no entanto têm uma dureza reduzida sendo mais fácil serem riscadas e a elevada instabilidade do material confere um fator de deterioração mais elevado. Apresentam um baixo coeficiente de condutividade térmica e coeficiente de dilatação linear, sofrendo pouca dilatação, mas têm pouca resistência a altas temperaturas gerando problemas com sobreaquecimento. No caso da cobertura de vidro dupla, esta funciona melhor para o caso em que a temperatura do fluido circulante é pelo menos 50°C acima da temperatura ambiente. Apresentam menos perdas por radiação para o ambiente uma vez que o efeito de estufa é superior, no entanto as perdas por reflexão e absorção são neste caso superiores, sendo a energia recebida inferior. São coberturas mais indicadas para zonas com climas adversos, com vento chuva e neve.



Figura 3.2: Cobertura de vidro dupla

*Fonte:* (Energia solar térmica TISST)

Para a utilização de apenas uma cobertura de vidro convém escolher vidros que sejam temperados, que as suas propriedades óticas não piores mas as características mecânicas melhorem significativamente como a resistência à quebra e resistência às contrações térmicas. O temperamento térmico é uma técnica que consiste em aquecer o vidro até à temperatura de amolecimento e imediatamente a seguir arrefecê-lo drasticamente, criando assim no interior do vidro contrações que reforçarão a resistência final. Convém evitar processos de tratamento de superfície que retenham sujidade, provocando perdas e por outro lado utilizar materiais com uma baixa percentagem em sais de ferro. As coberturas de vidro simples são as coberturas mais utilizadas por questões de custo, uma vez que o vidro é um dos elementos mais caros do coletor e utilizar uma camada de vidro dupla corresponderá a um maior encargo financeiro.

### **3.4. Estrutura estanque**

A principal função da estrutura estanque é proteger e selar todas as outras componentes do coletor. Terá de apresentar determinadas características para tornar o coletor operacional: rigidez da estrutura para suportar a instalação e operação; resistência das juntas e vedantes, quer mecânica quer corrosiva; resistência a variações de temperaturas uma vez que estas produzem uma dilatação do equipamento que pode desarticular ou arquear a estrutura; resistência à corrosão provocada pelos elementos do clima com especial atenção ao tipo de tintas e galvanizações utilizadas para evitar o aparecimento de buracos e perda de estanquicidade; Deverá apresentar respiradores ou furos na parte posterior da estrutura para arejarem o interior dos coletores de forma a evitar condensações de água destilada e facilitar a drenagem, ou mesmo facilitar a dilatação do coletor devido à pressão. Finalmente a estrutura terá de manter estas condições ao longo do tempo útil de funcionamento do coletor para uma amortização do sistema de forma eficaz.



Figura 3.3: Estrutura estanque coletor plano

*Fonte:* (Energia solar térmica TISST)

#### 4. Balanço térmico do coletor

De toda a radiação solar incidente no coletor apenas alguma é realmente aproveitada e convertida em energia útil. Uma fração é imediatamente refletida pela cobertura transparente difundindo-se pelo ambiente. Da que consegue atravessar a cobertura, alguma é também refletida pelo absorvedor e o restante será absorvido como energia térmica. Desta, alguma será perdida para o exterior por condução térmica pela base e pelos lados do coletor. A cobertura transparente também apresentará perdas para o ambiente, principalmente por convecção e radiação. Caberá então à cobertura apresentar as melhores condições e mitigar estas perdas através das características do vidro.

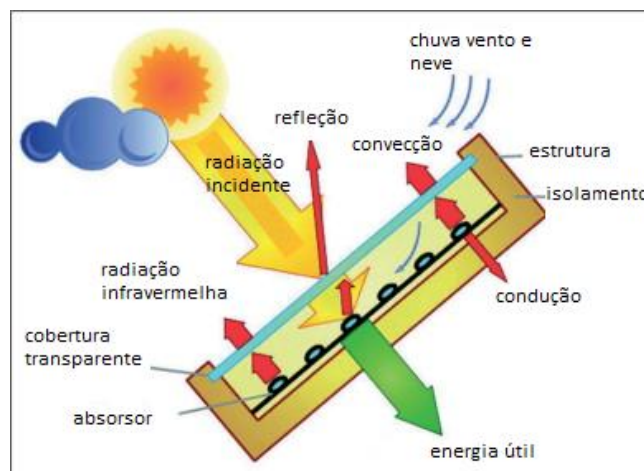


Figura 4.1: Esquema representativo coletor solar plano

*Fonte:* (renewable energy focus)

#### 4.1. Balanço energético

No balanço de energia de um coletor solar, isolamos a superfície absorsora de forma a contabilizar o fluxo de energia térmica de entrada e de saída do absorsor.

$$Q_{util} = E_{inc} - Q_{perdas} \quad (4.1)$$

Onde:

$Q_{util}$  - Energia útil que sai do absorsor;

$E_{inc}$  - Radiação de pequeno comprimento de onda, incidente no absorsor;

$Q_{perdas}$  - Energia térmica perdida pelo absorsor.

Podemos descrever a energia útil como a taxa de transferência de energia do absorsor para o fluido circulante:

$$Q_{util} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) \quad (4.2)$$

Onde:

$\dot{m}$  - Caudal mássico do fluido circulante;

$C_p$  - Calor específico do fluido circulante;

$T_{out}$  - Temperatura do fluido quando deixa o absorsor;

$T_{in}$  - Temperatura do fluido quando chega ao absorsor.

#### 4.1.1. Energia solar absorvida

A radiação incidente no absorsor será o conjunto de radiação direta e difusa. Uma vez que a área do coletor poderá não estar necessariamente apontada na direção dos raios solares, este recurso terá de ser ajustado tendo em conta o ângulo de incidência. É designada por área de abertura a área máxima projetada através da qual radiação não concentrada entra no coletor (ISO9488:1999):

$$E_{inc} = I_a A_a \quad (4.3)$$

Em que:

$I_a$  - Radiação solar incidente na área de abertura;

$A_a$  - Área de abertura do coletor.

Quando atravessa a abertura do coletor e até chegar à superfície absorvora, este recurso energético irá sofrer uma série de perdas. Estas perdas dependerão do tipo de cobertura que o coletor solar possui. Considerando apenas os dois principais fatores teremos:

$$E_{abs} = \tau \alpha I_a A_a \quad (4.4)$$

Onde:

$\tau$  - Transmissividade do material da cobertura;

$\alpha$  - Absortividade da superfície absorvora.

A transmissividade -  $\tau$  - é a fração de radiação que atravessa um material transparente, neste caso a cobertura do coletor. O coeficiente de transmissividade na equação corresponde ao valor total de redução de captação de energia solar por transmissividade, por exemplo no caso de existirem duas coberturas, o valor  $\tau$  será o produto da transmissividade de cada cobertura individualmente. A transmissividade da cobertura também dependerá do comprimento de onda da luz que a atravessa. No caso do vidro, este transmite praticamente toda a radiação de



pequeno comprimento de onda (que pode ser visível ou infravermelha) mas muito pouca de grande comprimento de onda. Esta é a razão pela qual o vidro é utilizado para coberturas de coletores, permitindo o absorvedor receber a maior parte da radiação incidente mas não transmitindo de volta para o exterior a radiação infravermelha de comprimento de onda elevado, emitida pela superfície absorvedora. Por outro lado as coberturas de plástico já possuem elevados valores de transmissividade na região dos infravermelhos, aumentando as perdas para o exterior de energia térmica.

A absorptividade -  $\alpha$  - caracteriza a energia que ao incidir na superfície absorvedora é realmente absorvida. Uma boa superfície preta poderá ter uma absorptividade muito próxima de 1, no entanto estas superfícies sofrem degradação e este valor decresce. Uma superfície seletiva é aquela que irá absorver mais numa determinada gama de comprimento de onda do que noutra, no caso de um absorvedor de um coletor será uma superfície que absorve principalmente radiação de pequeno comprimento de onda e menos de grande comprimento de onda evitando assim mais perdas radiativas. Resumidamente, num balanço energético do absorvedor os dois principais fatores de redução da quantidade de energia solar passível de ser aproveitada serão a transmissividade e a absorptividade.

#### **4.1.2. Perdas de calor**

Ao incidir na superfície absorvedora, a energia solar, vai aumentar a temperatura do absorvedor acima da temperatura ambiente. Quando isto acontece sucede-se uma transferência de calor da superfície aquecida para o exterior ou para as superfícies em contacto com esta que estejam a uma temperatura inferior. Os mecanismos de perdas que irão originar esta transferência de calor são mecanismos convectivos, condutivos e radiativos que, estão todos dependentes desta diferença de temperaturas.

$$Q_{perdas} = Q_{conv} + Q_{cond} + Q_{rad} \quad (4.5)$$

Uma vez que as perdas de calor aumentam com a temperatura, o balanço entre o calor removido pelo fluido circulante e o calor perdido, irá definir a temperatura de operação do coletor. No caso do processo de transferência de calor para o fluido, ser um processo eficiente, a temperatura do absorvedor irá diminuir, diminuindo

consequentemente as perdas de calor. Caso contrário em que não é tão eficiente, e a remoção de calor não ser suficiente de forma a reduzir a temperatura do absorvedor, as perdas irão aumentar.

#### 4.1.3. Convecção

É um processo de transferência de calor entre fluidos (líquidos ou gasosos) que se encontram a diferentes temperaturas. Os que estiverem a temperaturas superiores serão mais leves e menos densos, subindo, contrariamente aos mais frios que descem, criando ciclos convectivos permitindo a transferência de calor. Neste processo a energia interna é transportada entre corpos por um determinado material em movimento.

##### Perdas por convecção

No caso de um coletor solar plano, este tipo de transferência ocorre no ar existente entre a cobertura e a superfície absorvedora, na parte superior da cobertura em contacto com o ambiente e no interior dos tubos do fluido circulante. Existem portanto uma série de variáveis e parâmetros que influenciam o valor total do coeficiente de convecção como o vento que incide na cobertura transparente. A temperatura média do absorvedor não é um parâmetro medível ou fixo, a temperatura será superior quanto mais perto da zona de saída do fluido circulante e menor, perto da zona de entrada do fluido, sendo ambas temperaturas inferiores na zona central que não está em contacto direto com o fluido. A convecção é um processo que irá depender da temperatura da superfície do absorvedor e estes parâmetros devem ser incluídos numa avaliação mais profunda das perdas de calor. Independentemente destas dificuldades considera-se que as perdas por convecção são proporcionais à diferença de temperatura entre a superfície absorvedora e o ambiente, podem ser descritas como:

$$Q_{conv} = \bar{h}_c A_c (T_c - T_a) \quad (4.6)$$

Onde:

$\bar{h}_c$  - Coeficiente total de transferência de calor médio por convecção;

$A_c$  - Área do absorvedor;

$T_c$  – Temperatura média do absorvedor;

$T_a$  – Temperatura ambiente;

#### 4.1.4. Condução

Geralmente, em processos de transferência de calor, acontece mais do que apenas um destes fenómenos. Para além da convecção existem também transferências por condução ou difusão térmica. A transferência por condução equivale à transferência interna de energia por difusão microscópica e colisão molecular entre dois corpos que estão em contacto e encontram-se a temperaturas diferentes, ocorrendo por transferência desorganizada de energia potencial e cinética das partículas no sentido do gradiente de temperatura, ou seja, do corpo a temperatura superior para o outro. Pode ocorrer tanto em sólidos como em líquidos e gases, no entanto os sólidos apresentam maiores condutividades térmicas que os líquidos, e os líquidos que os meios gasosos

##### Perdas por condução

As perdas por condução são normalmente descritas em termos da condutividade térmica do material, da espessura do material e da área de intersecção:

$$Q_{cond} = k_c \Delta x A_c (T_c - T_a) \quad (4.7)$$

Onde:

$k_c$  - Condutividade térmica;

$\Delta x$  - Espessura do isolamento;

$A_c$  - Área do absorvedor;

$T_c$  - Temperatura média do absorvedor;

$T_a$  - Temperatura ambiente;

No caso dos coletores planos as perdas condutivas são reduzidas em comparação com as convectivas, no entanto não devem ser desprezadas principalmente devido a questões de envelhecimento, a defeitos construtivos ou mesmo utilização de componentes de menor qualidade. No caso dos coletores solares planos a base e as laterais devem possuir um bom isolamento com um  $k_b$  o mais reduzido possível e com uma espessura suficientemente grande para minimizar estas perdas. Outra forma de perdas por condução é pelas junções do equipamento.

#### 4.1.5. Radiação

Na transferência de calor por condução o fluxo de energia dá-se no e através do corpo em si, a transferência de calor por radiação térmica é tipicamente entre dois corpos que podem estar separados espacialmente, não dependendo do meio envolvente, sendo até possível a transferência no vácuo. Esta transferência dá-se por meio de ondas eletromagnéticas. Todos os corpos emitem radiação térmica sendo esta proporcional à temperatura a que se encontra, quanto maior for a temperatura, maior será a quantidade de calor irradiada pelo corpo.

##### Perdas por radiação

Este tipo de perdas é pouco relevante quando a temperatura de operação é pouco superior à temperatura ambiente mas torna-se mais importantes à medida que a temperatura aumenta. A taxa de perdas por radiação é proporcional à emissividade da superfície e à diferença de temperatura elevada à quarta potência:

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_c (T_c^4 - T_{ceu}^4) \quad (4.8)$$

Onde:

$\varepsilon$  - Emissividade da superfície absorvedora;

$\sigma$  - Constante de Stefan-Boltzmann;

$T_{ceu}$  - Temperatura do céu equivalente de corpo negro.

O parâmetro controlável na construção do coletor é a emissividade do absorvedor. Geralmente uma superfície com uma emissividade reduzida apresenta igualmente uma baixa absorptividade reduzindo assim a capacidade de absorção de energia solar. Daí se utilizarem superfícies seletivas que apresentam baixos valores de emissividade mas elevados valores de absorptividade. Estando no exterior, os coletores trocam radiação com céu aberto. O valor equivalente de radiação de céu aberto depende da densidade do ar e do valor da humidade. Quando ao nível do mar e a uma humidade suficientemente elevada, a temperatura do céu -  $T_{ceu}$  - pode ser assumida como a mesma que a temperatura ambiente.

## 4.2. Equação de Balanço energético

Combinando numa única expressão a energia útil produzida pelo coletor com o balanço energético do absorvedor teremos:

$$Q_{util} = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = \tau\alpha I_a A_a - A_c[h_{eq}(T_c - T_a) + \varepsilon\sigma(T_c^4 - T_{ceu}^4)] \quad (4.9)$$

Em que  $h_{eq}$  corresponde ao coeficiente equivalente de perdas convectivas e condutivas. Podemos escrever de forma simplificada a seguinte expressão:

$$Q_u = A_c[S - U_t(T_c - T_a)] \quad (4.10)$$

Onde a radiação solar absorvida por unidade de área  $S$  é igual à diferença entre a radiação solar incidente,  $G$  e as perdas óticas. As perdas térmicas para o exterior por condução, convecção e radiação infravermelha podem ser representadas pelo produto de um coeficiente total de perdas  $U_t$  pela diferença entre a temperatura média da placa absorvedora,  $T_c$  e a temperatura ambiente,  $T_a$  (Duffie, 1991).

O principal problema apresentado por esta expressão reside no facto de ser difícil calcular a temperatura média da placa absorvedora uma vez que é uma medida intrusiva não sendo possível medi-la com o coletor em operação. Esta expressão é reformulada para ser expressa em função da temperatura média do fluido que pode ser medida no ensaio para determinação do comportamento térmico do coletor (rendimento do coletor)

### 4.3. Método estacionário e quasi-dinâmico

As normas para ensaios de coletores surgem da necessidade de se comparar dados de rendimento de diferentes coletores em condições idênticas. Entendendo assim o funcionamento de todo o sistema, desde a sua capacidade de absorver energia até à contabilização das perdas, permitindo prever a possível quantidade de energia anual que um determinado coletor poderá entregar. Existem três normas principais para ensaios de coletores que respondem a esta necessidade são: a ASHRAE 93, a ISO 9806-1 e a EN 12975-2, em que todas apresentam ensaios de constante de tempo, de rendimento instantâneo e modificador de ângulo (D. Rojas, 2008). A norma EN 12975 admite dois métodos de ensaio, o estacionário e o *quasi*-dinâmico que sendo modelos de ensaio diferentes, os resultados podem ser comparados entre si.

#### Método estacionário

Este método, implica que os parâmetros de caracterização térmica do coletor, como a radiação solar incidente no coletor, a temperatura ambiente, a temperatura e caudal do fluido de transferência de calor utilizado no ensaio à entrada, a percentagem de radiação difusa e a velocidade do vento estejam limitadas e tenham que permanecer constantes ao longo do período de ensaio.

A equação de energia útil fornecida, é dada por:

$$\frac{Q}{A} = \eta_0 G - a_1(T_m - T_a) - a_2(T_m - T_a)^2 \quad (4.11)$$

Onde  $a_1$  e  $a_2$  correspondem respetivamente às perdas térmicas e à dependência das perdas térmicas com a temperatura e  $T_m$  é a temperatura média do fluido no interior do coletor. Para calcular a curva de rendimento, a radiação incidente de energia solar deverá ser normal ao coletor e não variar ao longo do tempo de ensaio, sendo necessário a utilização de dispositivos de seguimento solar que variam consoante a hora do dia. Para além disto existem procedimentos experimentais com o intuito de calcular a dependência angular do rendimento ótico, designada por

modificador de ângulo -  $K_{\theta}(\theta)$  - bem como a capacidade térmica efetiva que consiste na energia retida nos diferentes componentes do coletor.

Definindo o parâmetro de temperatura reduzida tem-se:

$$x = (T_m - T_a)/G \quad (4.12)$$

$$\eta = \eta_0 - a_1 x - a_2 G x^2 \quad (4.13)$$

#### Método quasi-dinâmico

Este método surge no desenvolvimento do método estacionário com a incrementação de algumas correções permitindo uma descrição transiente e mais aprofundada do desempenho do coletor. As correções consistem na separação em componentes direta e difusa da radiação solar, na divisão dos efeitos da velocidade do vento no rendimento ótico e nas perdas térmicas. Procede-se colocando o coletor com orientação Sul, variando desta forma os ângulos de incidência do Sol. Por fim este método descreve a dependência das perdas em função da radiação de grande comprimento de onda.

A energia útil fornecida por um coletor por este método é representada pela equação:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}}{A} = F'(\tau\alpha)_{en} [K_{\theta b}(\theta)G_b + K_{\theta d}G_d] - c_6 u G + c_4(E_L - \sigma T_a^4) \\ - (c_1 + c_3 u)(T_m - T_a) - c_2(T_m - T_a)^2 - c_5 \frac{dT_m}{dt} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Onde:

$c_1$  - Coeficiente de perdas térmicas;

$c_2$  - Dependência na temperatura do coeficiente de perdas térmicas;

$c_3$  - Dependência na velocidade do vento do coeficiente de perdas térmicas;

$c_4$  - Dependência na temperatura do céu do coeficiente de perdas térmicas;

$c_5$  - Capacidade térmica efetiva;

$c_6$  - Dependência na velocidade do vento do rendimento com perdas térmicas nulas;

$K_{\theta b}(\theta)$  - Modificador do ângulo de incidência para a radiação direta;

$K_{\theta d}$  - Modificador do ângulo de incidência para a radiação difusa.

A parametrização das curvas de potência deve ser feitas considerando uma radiação global de  $1000 \text{ Wm}^{-2}$  uma radiação difusa de 15% e um valor de  $15^\circ$  para o ângulo de incidência. O modificador de ângulo serve como ajuste às curvas de potência para as condições de meio dia solar em que o ensaio é realizado sem seguimento solar, onde os pontos experimentais variam entre  $-20^\circ < \theta < 20^\circ$ . Neste caso em específico, uma vez que o ensaio é feito com seguimento solar, os pontos experimentais adquiridos apresentam ângulos de incidência menores. Sendo assim, adota-se o valor de  $0^\circ$  invés de  $15^\circ$ , ou seja, considera-se a incidência normal ao plano do coletor. De um modo geral os parâmetros  $c_3$ ,  $c_4$  e  $c_6$  são incluídos no modelo, tomando-se o valor de  $u = 3 \text{ ms}^{-1}$ , no entanto neste caso não são significativos. O valor de  $3 \text{ ms}^{-1}$  de velocidade do vento, tipicamente ditado pela norma, não corresponde à situação real do ensaio sendo este valor sensivelmente de  $2 \text{ m}^{-1}$ . A expressão geral fica então:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{Q}}{A} = & F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(0) \times 850 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} 150 - c_6 \times \overline{u_{ss}} \times 1000 \\ & - c_1(t_m - t_a) - c_2(t_m - t_a)^2 - c_3 \times \overline{u_{ss}} \times (t_m - t_a) - c_4 \\ & \times 100 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Em coletores que apresentem uma cobertura, os parâmetros  $c_3$ ,  $c_4$  e  $c_6$  são desprezados, mas para considerar um caso geral, serão mantidos na equação. As próximas equações surgem da comparação do método estacionário com o método quasi-dinâmico através das equações 4.16 e 4.18. Poderemos então escrever o rendimento ótico os parâmetros  $a_1$ ,  $a_2$  e a capacidade térmica como:

$$\eta_0 = \frac{F'(\tau\alpha)_{en} [G_b + K_{\theta d} G_d] - c_6 u G + c_4 (E_L - \sigma T_a^4)}{G} \quad (4.16)$$

$$a_1 = (c_1 + c_3 u) \quad (4.17)$$

$$a_2 = c_2 \quad (4.18)$$

$$c_{eff} = c_5 \quad (4.19)$$

Da mesma forma, é possível obter a transformação do modificador do ângulo:

$$K_{\theta}(\theta) = \frac{F'(\tau\alpha)_{en} [K_{\theta b}(\theta) G_b + K_{\theta d} G_d] - c_6 u G + c_4 (E_L - \sigma T_a^4)}{\eta_0 G} \quad (4.20)$$



A aplicação dos valores indicados para a comparação dos métodos resulta nas seguintes equações, simplificadas para o caso mais comum em que  $c_4$  e  $c_6$  não são significativos:

$$\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en}[0,85 + K_{\theta d}0,15] \quad (4.21)$$

$$K_{\theta}(\theta) = \frac{K_{\theta b}(\theta)0,85 + K_{\theta d}0,15}{0,85 + K_{\theta d}0,15} \quad (4.22)$$

## 5. Modelo de balanço térmico simplificado

Neste trabalho pretende-se analisar em que medida é que os efeitos de degradação afetam o rendimento do coletor. Para tal procedeu-se à utilização de um modelo de balanço térmico simplificado que relaciona o rendimento apenas com características construtivas do coletor, tornando-se mais fácil uma avaliação e quantificação da degradação dos componentes com a redução do rendimento ótico e aumento de perdas. Com base nos artigos de (Forbes, 2012) e (Roberts, 2013) e na expressão analítica por eles desenvolvida para o rendimento do coletor, com base nas suas características construtivas desenvolveu-se uma aplicação em Excel para cálculo do rendimento do coletor e comparação com o rendimento determinado experimentalmente.

### 5.1. O coeficiente total de perdas $U_L$

O coeficiente de perdas do calor para a atmosfera por parte do coletor, é um dos coeficientes mais importantes na determinação do rendimento, em que as perdas pelo topo são o fator predominante. Esta perda consiste na soma dos efeitos de convecção e radiação entre o absorvedor e a cobertura e também, da cobertura com o ambiente. Para valores de radiação incidentes constantes, à medida que a diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente aumenta, estas perdas irão aumentar resultando num decréscimo de rendimento. É um processo que pode ser calculado de forma iterativa, dando um valor inicial para a temperatura da cobertura, da qual os coeficientes convectivos e radiativos de transferência de calor serão calculados.

De forma a simplificar a matemática envolvida no processo de cálculo das várias expressões convém apresentar as perdas térmicas do coletor, considerando a rede térmica da figura 5.1 que, por simplificação para um coletor com apenas uma cobertura, uma vez que neste trabalho analisou-se apenas coletores com uma cobertura. Onde  $T_a$ ,  $T_c$ ,  $T_p$  e  $T_b$ , constituem respetivamente as temperaturas ambiente, da placa absorvedora, da cobertura, e do fundo,  $G$  representa a irradiância solar incidente que, num determinado ponto da cobertura irá ser absorvida e distribuída sob a forma de resistências térmicas pelo topo, pelo fundo e sob forma de energia útil,  $Q_u$ .

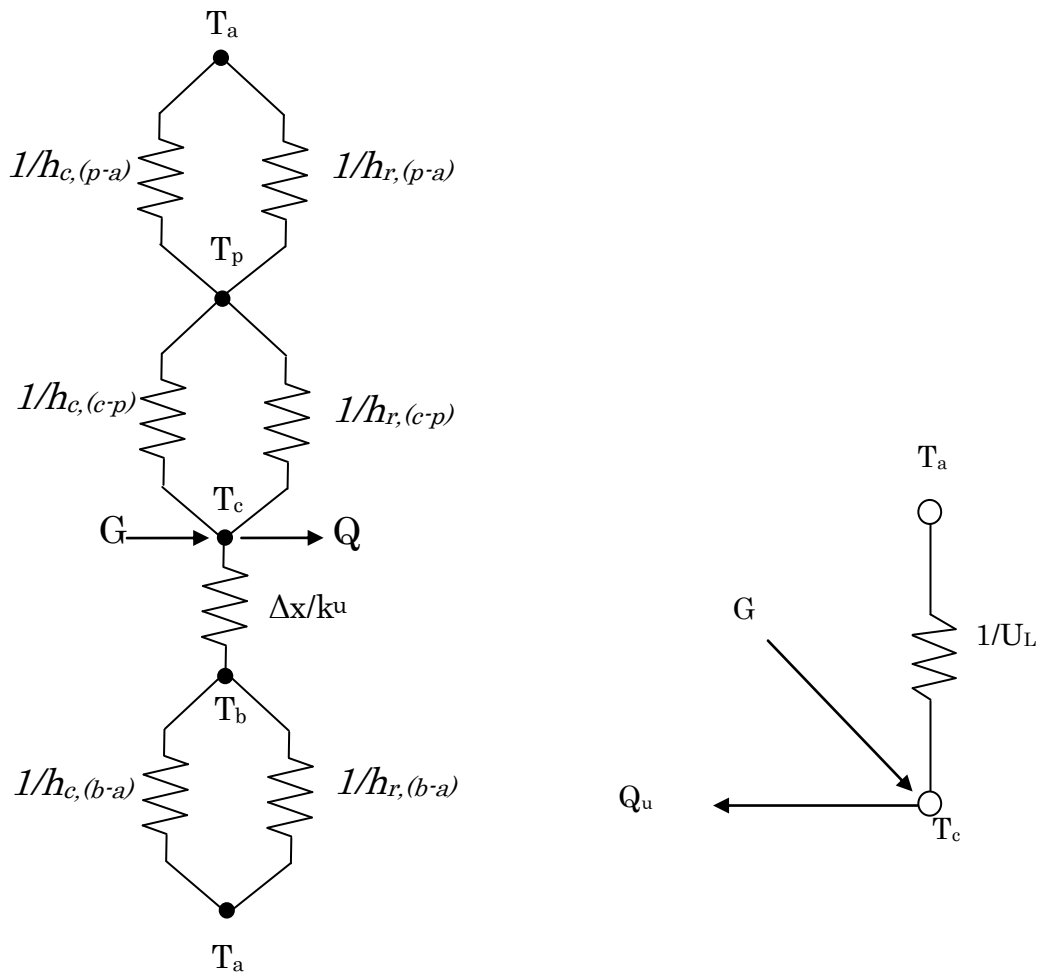


Figura 5.1: Rede térmica e rede térmica equivalente

Fonte: (Duffie, 1991)

Uma das primeiras aproximações efetuadas nesta rede térmica será a consideração de um sistema a uma dimensão com perdas apenas pelo topo e pelo fundo, desprezando as perdas pelas laterais do coletor, desta forma cada nodo irá representar uma superfície do coletor, identificado pela temperatura correspondente.

Podemos então escrever, de acordo com a rede de resistências térmicas a seguinte equação geral para o coeficiente de perdas pelo topo  $U_L$ :

$$U_L = \left( \frac{1}{h_{ccp} + h_{rcp}} + \frac{1}{h_{cpa} + h_{rpa}} \right)^{-1} \quad (5.1)$$

Onde  $h_{ccp}$ ,  $h_{rcp}$ ,  $h_{cca}$ ,  $h_{rca}$  são respetivamente, os coeficientes de transferência de calor por, convecção e radiação entre a placa absorvora e a cobertura e os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação entre a cobertura e o ambiente.

Uma vez que não se tem conhecimento exato da temperatura da placa absorvora  $T_c$ , utiliza-se um processo iterativo, que funciona por sucessivas aproximações até se encontrar um valor final desta temperatura. Funciona por uma consideração inicial, em que se assume um determinado valor para  $T_c$  e calcula-se os vários coeficientes necessários para o cálculo de  $U_L$ . De seguida, devido a este novo valor de  $U_L$ , podemos recalcular  $T_c$  da mesma maneira utilizando os coeficientes de transferência de calor. Será assim sucessivamente, iniciando um novo processo de iteração até se obter uma determinada convergência definida por uma condição imposta, que irá determinar qual o erro aceitável dos valores de  $U_L$  e  $T_c$ .

Seguindo o modelo desenvolvido por (Forbes, 2012) para determinar este coeficiente sem recorrer a um método iterativo formulou uma série de equações que utilizam as características construtivas do coletor de forma a ser possível aplicar diretamente o cálculo de  $U_L$ , o coeficiente total de perdas. Começamos pela análise do caso em que o coletor estaria aberto para a atmosfera e posteriormente o caso do coletor possuir uma placa de cobertura.

### 5.1.1. Coletor sem cobertura

Assume-se que o coeficiente total de perdas  $U_L$ , é apenas uma função da temperatura média em toda a área da placa absorvedora contrariamente a uma temperatura local. Relaciona-se assim  $U_L$  com a temperatura do fluido e consequentemente com  $x$ , o parâmetro de temperatura reduzida definido na equação (4.12).

Sendo assim, podemos expandir  $U_L$  numa série, ficando com a seguinte expressão:

$$U_L = U_{L0} + U_{L1}x + U_{L2}x^2 \dots \quad (5.2)$$

Considerando que os dois primeiros termos da expansão são dominantes, tem-se :

$$U_L \approx U_{L0} + U_{L1}x \quad (5.3)$$

Considerando um coletor aberto, o cálculo da perda total de calor simplifica uma vez que esta solução representa a inexistência de uma cobertura, assim consideramos apenas a troca entre o absorvedor e o ambiente.

A perda total de calor da placa absorvedora do coletor para o ambiente escreve-se:

$$Q_{ca} = U_L(T_c - T_a) \quad (5.4)$$

Em que  $T_c$  e  $T_a$ , são respetivamente a temperatura média em toda a placa absorvedora e a temperatura ambiente. Podemos ter perdas pelo topo e pelo fundo. Consideramos então que  $U_L$  é a soma dos coeficientes de perdas de calor do topo e fundo:

$$U_L = U_{Lt} + U_{Lf} \quad (5.5)$$

Analisando as perdas pelo topo, estas podem ser radiativas e convectivas. Assume-se que  $U_{Lt}$  tem perdas por convecção e radiação para a atmosfera,

$$U_{Lt} = h_{cca} + h_{rca} \quad (5.6)$$

Consideramos que a convecção é forçada por uma velocidade do vento  $V$  e que pode ser expressa como (Charlesworth, 1998) (Mullick, 2010):

$$h_{cca} = h_2 + h_3V \quad (5.7)$$

Em que  $h_2$  representa o coeficiente de convecção da cobertura para o ambiente, independente da velocidade do vento, isto é, coeficiente de convecção natural e  $h_3$  o coeficiente de convecção da cobertura para o ambiente, dependente da velocidade do vento

Agora, por definição o coeficiente de perdas por radiação do coletor para o ambiente é (Duffie, 1991):

$$h_{rca} = \sigma \frac{(T_c^2 + T_a^2)(T_c + T_a)}{(\varepsilon^{-1} + \varepsilon_a^{-1} - 1)} \quad (5.8)$$

Se assumirmos que a emissividade térmica do céu à temperatura ambiente equivale à do corpo negro à temperatura ambiente (Matt Young, 1997), teremos que  $\varepsilon_a = 1$  e que a temperatura reduzida  $x_c$ :

$$x_c = \frac{T_c - T_a}{G} \quad (5.9)$$

Pode-se reescrever a equação de  $h_{rca}$  em:

$$h_{rca} = \varepsilon \sigma (4T_a^3 + 6T_a^2 G x_c + 4T_a G^2 x_c^2 + G^3 x_c^3) \quad (5.10)$$

Neste caso, podemos desprezar os termos  $x_c^2$  e  $x_c^3$ , uma vez que são inferiores a 0,002 isto porque  $T_c$ , apresenta um leque reduzido de temperaturas de operação. Representam-se as perdas convectivas do coletor para o ambiente com a seguinte aproximação:

$$h_{rca} \approx \varepsilon \sigma (4T_a^3 + 6T_a^2 G x_c) \quad (5.11)$$

O coeficiente de perda de calor de fundo pode ser estimado pela perda por condução por uma camada de isolamento:

$$U_{Lf} = h_b = \frac{k_b}{L_b} \quad (5.12)$$

No caso de não existir cobertura, o coeficiente total de perdas pode ser escrito como:

$$U_L \approx h_2 + h_3 V + h_b + \varepsilon \sigma (4T_a^3 + 6T_a^2 G x_c) \quad (5.13)$$

### 5.1.2. Coletor com cobertura

Considerando a situação em que o coletor possui uma cobertura simples (agora representado com o subscrito p), teremos mais um ponto de transferência de calor, representado na figura:

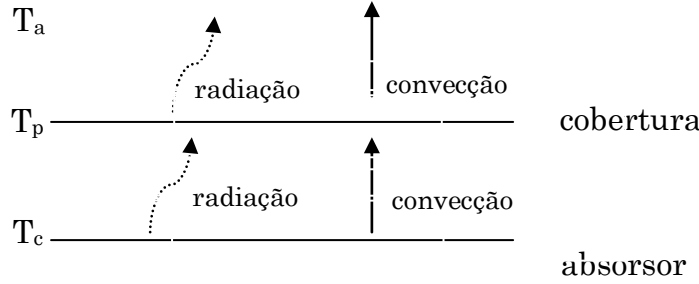


Figura 5.2: Representação da transferência de calor entre o absorvedor e o ambiente com a cobertura

Fonte: (Duffie, 1991)

A perda de calor pelo topo terá de respeitar a seguinte equação:

$$Q_{cp} = Q_{pa}(= Q_{ca}) \quad (5.14)$$

Em que  $Q_{cp}$ ,  $Q_{pa}$  e  $Q_{ca}$  são, respetivamente a perda de calor do absorvedor para a cobertura, perda de calor da cobertura para o ambiente e perda de calor do absorvedor para o ambiente. Desta forma, podemos escrever a seguinte igualdade:

$$h_{ccp}(T_c - T_p) + h_{rcp}(T_c - T_p) = h_{cpa}(T_p - T_a) + h_{rpa}(T_p - T_a) \quad (5.15)$$

Esta equação representa de um lado os coeficientes de transferência de calor quer convectivos, quer radiativos, do coletor para a cobertura, e do outro, os mesmos coeficientes mas da cobertura para o exterior. Existem quatro parâmetros que necessitam ser quantificados. Em primeiro lugar, assume-se que a convecção entre o absorvedor e a cobertura dá-se entre duas placas paralelas inclinadas a  $45^\circ$  e podemos aproximar  $h_{ccp}$  como:

$$h_{ccp} = h_0 + h_1 G x_c \quad (5.16)$$

Em que  $h_0$  representa o coeficiente de convecção do absorsor com a cobertura, independente da temperatura e  $h_1$  o coeficiente de convecção do absorsor com a cobertura, dependente da temperatura e  $x_c$  o parâmetro de temperatura reduzida definido na equação (5.9)

Como no caso de não existir cobertura, a perda por convecção pelo topo da cobertura será calculada da mesma forma só que devido à convecção na cobertura e não no absorsor:

$$h_{cpa} = h_2 + h_3 V \quad (5.17)$$

Os coeficientes de transferência de calor por radiação são:

$$h_{rcp} = \sigma \frac{(T_c^2 + T_p^2)(T_c + T_p)}{(\varepsilon^{-1} + \varepsilon_p^{-1} - 1)} \quad (5.18)$$

Assumindo que a emissividade da cobertura é ideal e permite a passagem de toda a radiação, considera-se,  $\varepsilon_p = 1$ , fica-se com a aproximação de:

$$h_{rcp} \approx \varepsilon \sigma (T_c^2 + T_p^2)(T_c + T_p) \quad (5.19)$$

E também de igual modo:

$$h_{rpa} \approx \varepsilon \sigma (T_p^2 + T_a^2)(T_p + T_a) \quad (5.20)$$

Expressa-se a perda de calor pelo topo em termos de  $(T_c - T_a)$  introduzindo o coeficiente global de perdas  $U_{Lt}$ :

$$Q_{ca} = U_{Lt}(T_c - T_a) \quad (5.21)$$

Para tal há que definir a temperatura da cobertura  $T_p$  em função das temperaturas do coletor e ambiente,  $T_c$  e  $T_a$ , respetivamente.

De forma a resolver o cálculo da temperatura da cobertura sem iteração podemos assumir que a temperatura da cobertura é igual à temperatura ambiente com o acréscimo de um valor  $\delta T_a$ , em que  $\delta T_a \ll T_a$ , ou seja:

$$T_p = T_a + \delta T_a \quad (5.22)$$

Tal aproximação permite resolver o problema da relação para o coeficiente de perdas pelo topo aquando a existência de uma cobertura não ser uma relação linear e ter de ser resolvida por um método iterativo.

Desta forma e definindo um rácio:

$$R = \frac{T_p - T_a}{T_c - T_a} \quad (5.23)$$

Reescreve-se essa diferença muito pequena de temperatura como o produto deste rácio com a diferença de temperatura média do absorvedor com a temperatura ambiente:

$$\delta T_a = R(T_c - T_a) \quad (5.24)$$

Assim, juntando as expressões anteriores e substituindo as temperaturas pelas suas expressões equivalentes, teremos uma redefinição do rácio em:

$$R = \frac{h_0 + h_1 G x_c + \varepsilon \sigma (4T_a^3 + 6T_a^2 G x_c)}{h_0 + 2h_1 G x_c + h_2 + h_3 V + 4(\varepsilon + 1)\sigma T_a^3} \quad (5.25)$$

Expandindo a série R e assumindo os primeiros quatro termos dominantes ficamos com:

$$R = r + \frac{r(1-2r)h_1 G x_c}{h_0} + \frac{r(1-r)4\varepsilon \sigma T_a^3}{h_0} + \frac{r6\varepsilon \sigma T_a^2 G x_c}{h_0} \quad (5.26)$$

Em que  $r$  representa o valor de  $R$ , independente da temperatura ( $h_1=0$ ) nas perdas de calor para a cobertura e também, sem perdas por radiação ( $\varepsilon=0$ ), definido por:

$$r = \frac{h_0}{h_0 + h_2 + h_3 V + 4\sigma T_a^3} \quad (5.27)$$

Esta aproximação só é possível caso a igualdade  $\delta T_a \ll T_a$  seja verdadeira, ou seja para o caso dos coletores serem seletivos, por isso à medida que a emissividade for aumentando, maiores serão as perdas por radiação do absorvedor para a cobertura, neste sentido, a expressão analítica  $R$ , não será válida para o caso de elevados valores de emissividade do absorvedor.

Pode-se escrever o coeficiente total de perdas como:



$$U_L \approx h_0 + h_1 Gx_c + h_b + \varepsilon\sigma(4T_a^3 + 6T_a^2 Gx_c) - R(h_0 + 2h_1 Gx_c + 4\varepsilon\sigma T_a^3) \quad (5.28)$$

Substituindo o  $R$  da última equação pode-se exprimir  $U_L$  na seguinte forma:

$$U_L = a + \varepsilon c + (b + \varepsilon d)Gx_c \quad (5.29)$$

Onde,

$$a = (1 - r)h_0 + h_b \quad (5.30)$$

$$b = (1 - 3r + 2r^2)h_1 \quad (5.31)$$

$$c = (1 - r)^2 4\varepsilon\sigma T_a^3 \quad (5.32)$$

$$d = (1 - r)6\sigma T_a^2 - r(3 - 4r) \frac{h_1 4\varepsilon\sigma T_a^3}{h_0} \quad (5.33)$$

Existe uma separação quer em  $U_{L0}$  quer em  $U_{L1}$  entre a componente não radiativa e a componente radiativa, dependente de  $\varepsilon$ :

$$U_{L0} = a + \varepsilon c \quad (5.34)$$

$$U_{L1} = (b + \varepsilon d)G \quad (5.35)$$

$U_L$  é expresso como uma função da temperatura média da temperatura do absorvor em vez da temperatura média do fluido. Relacionamos a temperatura média do absorvor com a temperatura média do fluido da seguinte forma:

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (5.36)$$

Como a potência total transferida para o fluido é:

$$\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in}) = AG\eta \quad (5.37)$$

$$T_m = T_{in} + \frac{AG\eta}{2\dot{m}C_p} \quad (5.38)$$

A potência transferida do absorvor para o fluido, ao longo de todo o comprimento da placa absorvora pode ser expresso como:

$$\frac{(T_c - T_m)}{\frac{1}{\pi D h_{fi}} + \frac{1}{C_b}} = W G \eta \quad (5.39)$$

Então,

$$T_c = T_m + \left( \frac{W}{\pi D h_{fi}} + \frac{W}{C_b} \right) G \eta \quad (5.40)$$

Em que  $W$ , representa a distância entre tubos,  $D$ , representa o diâmetro do tubo,  $C_b$  é o valor da condutividade térmica na junção dos tubos com o absorvor (*bond*) e  $h_{fi}$  significa a transferência de calor dos tubos para o fluido internamente. A figura seguinte representa a secção tubo absorvor em que estes parâmetros estão representados em que  $\delta$  corresponde à espessura do absorvor:

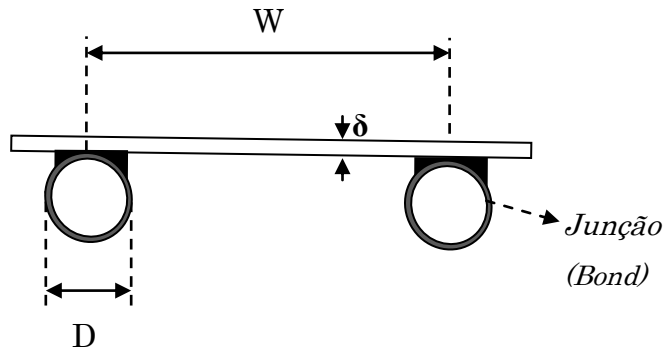


Figura 5.3: Esquema representativo da secção tubo-absorvor

Temos que:

$$x_c = x + k \eta \quad (5.41)$$

Onde,

$$k = \frac{W}{\pi D h_{fi}} + \frac{W}{C_b} + \frac{A G \eta}{2 \dot{m} C_p} \quad (5.42)$$

Considerando  $F$ , a eficiência da alheta determinado por a seguinte equação:

$$F = \frac{\tanh \frac{m(W-D)}{2}}{\frac{m(W-D)}{2}} \quad (5.43)$$

Onde o parâmetro  $m$ , relaciona o coeficiente global de perdas de calor, a condutividade térmica do e a espessura do absorsor, dado pela seguinte expressão:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_c \delta}} \quad (5.44)$$

Onde  $k_c$  é a condutividade térmica do absorsor.

Se considerarmos valores típicos de  $k_c$ ,  $\delta$ ,  $W$  e  $D$ , tem-se que  $m(W-D)/2 < 1$ , isto para o caso de  $U_L < 20 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  (Forbes, 2012)

$F$  poderá ser expandido como uma série:

$$F = 1 - F_1 U_L - F_2 U_L^2 \dots \quad (5.45)$$

Onde,

$$F_1 = \frac{(W-D)^2}{12k_c \delta} \quad (5.46)$$

Considerando  $F'$  que é o fator de eficiência da alheta do coletor, que representa o rácio do ganho de energia útil com a energia que seria expectável caso a temperatura da superfície absorSORA fosse a mesma que a temperatura do fluido dado pela seguinte expressão:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[ \frac{1}{U_L(D + F(W-D))} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D h_{fi}} \right]} \quad (5.47)$$

Poderá ser expandido na seguinte série como:

$$F' = 1 - F'_1 U_L - F'_2 U_L^2 \dots \quad (5.48)$$

Onde,

$$F'_1 = F_1 \left( 1 - \frac{D}{W} \right) + \frac{W}{\pi D h_{fi}} + \frac{W}{C_b} \quad (5.49)$$

O fator de remoção de calor do coletor é dado pela seguinte expressão:

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{AU_L} \left[ 1 - \exp\left(\frac{-U_L A F'}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (5.50)$$

Expandindo  $F_R$  da mesma forma numa série tem-se:

$$F_R = 1 - F_{R1}U_L - F_{R2}U_L^2 \dots \quad (5.51)$$

Em que,

$$F_{R1} = F'_1 + \frac{A}{2\dot{m}C_p} \quad (5.52)$$

Consequentemente pode-se escrever  $F_{R1}$  na seguinte forma:

$$F_{R1} = \frac{(W - D)^2}{12k_c\delta} \left(1 - \frac{D}{W}\right) + \frac{W}{\pi D h_{fi}} + \frac{W}{C_b} + \frac{A_c}{2\dot{m}C_p} \quad (5.53)$$

Em que, todos os parâmetros necessários ao cálculo de  $F_R$ , estão disponíveis e são facilmente calculados.

## 5.2. O rendimento instantâneo

Como anteriormente referido, pretende-se explicitar as aproximações efetuadas por (Forbes, 2012) para a determinação da expressão de rendimento instantâneo. Para tal, considera-se em primeiro lugar a expressão para o rendimento instantâneo de *Hottel-Whillier-Bliss* para um coletor solar plano, dada pela seguinte expressão:

$$\eta = F_R(\tau\alpha - U_L x) \quad (5.54)$$

Para definir  $x$ , o parâmetro de temperatura reduzida, utilizou-se a temperatura de entrada de água ( $T_{in}$ ) em vez da temperatura média do fluido ( $T_m$ ), (Duffie, 1991) uma vez que é um valor tipicamente conhecido pelos dados indicados para análise e avaliação de coletores, então teremos:

$$x = \frac{T_{in} - T_a}{G} \quad (5.55)$$

Utilizando a expressão (5.54), (5.3) e assumindo os dois primeiros termos da expressão (5.51), tem-se que:

$$\eta \approx \tau\alpha(1 - F_{R1}U_{L0}) - (U_{L0} + \tau\alpha F_{R1}U_{L1} - F_{R1}U_{L0}^2)x - U_{L1}(1 - F_{R1}U_{L1})x^2 \quad (5.56)$$

Expressa na relação quadrática escreve-se:

$$\eta_0 = \tau\alpha(1 - F_{R1}U_{L0}) \quad (5.57)$$

$$a_1 = U_{L0} + \tau\alpha F_{R1}U_{L1} - F_{R1}U_{L0}^2 \quad (5.58)$$

$$a_2 = U_{L1}(1 - F_{R1}U_{L1})/G \quad (5.59)$$

Em que estes três coeficientes  $F_{R1}$ ,  $U_{L0}$  e  $U_{L1}$  já se encontram anteriormente expressos. Cada termo na expressão analítica para  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ , pode ser dividido em não radiativo (condução e convecção, subscrito C) e radiativo (subscrito R), originando as seguintes equações:

$$\eta_0 = \eta_{0C} - \varepsilon\eta_{0R} \quad (5.60)$$

$$a_1 = a_{1C} + \varepsilon a_{1R} \quad (5.61)$$

$$a_2 = a_{2C} + \varepsilon a_{2R} \quad (5.62)$$

Onde  $\eta_{0C}$ ,  $\eta_{0R}$ ,  $a_{1C}$ ,  $a_{1R}$ ,  $a_{2C}$ ,  $a_{2R}$ , são independentes de  $\varepsilon$ .

Agora, as seguintes expressões estão construídas com base em parâmetros conhecidos com base em medidas dimensionais e parâmetros característicos dos materiais. Resultando nas várias igualdades:

$$\eta_{0C} = \tau\alpha(1 - F_{R1}a) \quad (5.63)$$

$$a_{1C} = a(1 - F_{R1}a) + \tau\alpha F_{R1}bG + \tau\alpha(1 - F_{R1}a)bGk \quad (5.64)$$

$$a_{2C} = b(1 - 2F_{R1}a) \quad (5.65)$$

$$\eta_{0R} = \tau\alpha F_{R1}c \quad (5.66)$$

$$a_{1R} = c(1 - 2F_{R1}a) + \tau\alpha F_{R1}dG + \tau\alpha(1 - F_{R1}a)dGk \quad (5.67)$$

$$a_{2R} = d - 2F_{R1}(ad + bc) \quad (5.68)$$

Estas igualdades foram inseridas e programadas numa folha de cálculo de *Excel*®. Construiu-se deste modo uma aplicação que calcula o rendimento através de expressões teóricas.

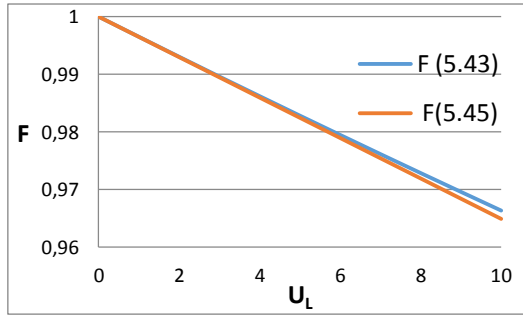
### 5.3. Validação da aplicação desenvolvida em Excel

Para se validar a aplicação, comparou-se os gráficos apresentados por (Roberts, 2013) e (Forbes, 2012) com os calculados pela aplicação desenvolvida. Para o cálculo do rendimento recorreu-se aos seguintes valores tabelados:

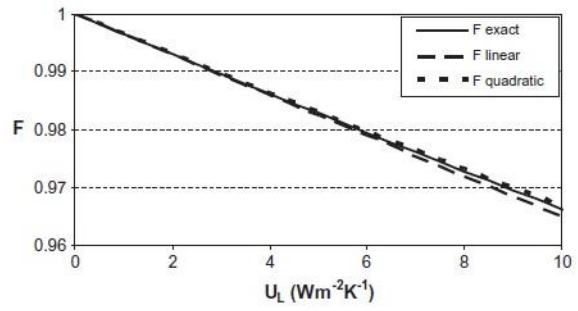
$W$	0.1 m	$h_0$	$3.07 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
$D$	0.01 m	$h_1$	$0.0096 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-2}$
$\delta$	0.0005 m	$h_2$	$6.9 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
$k_c$	$385 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	$h_3$	$3.87 \text{ Wm}^{-3}\text{K}^{-1}\text{s}$
$C_b$	$100 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$	$h_b$	$1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
$h_{fi}$	$250 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$V$	$1 \text{ ms}^{-1}$
$dm/dt$	$0.02 \text{ kgs}^{-1}$	$T_a$	$288 \text{ K}$
$C_p$	$4190 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$	$\tau$	$0.94$
$L$	$1 \text{ m}$	$G$	$800 \text{ Wm}^{-2}$
$A$	$2 \text{ m}^2$		

Tabela 5.1: Valores utilizados para a validação do modelo

O primeiro parâmetro a comparar será a eficiência da alheta,  $F$ . É um parâmetro possível de ser calculado através da equação (5.43), obtendo um valor exato, ou então através das aproximações demonstradas e pela equação (5.45) que corresponderá a um cálculo aproximado. O gráfico seguinte compara o cálculo de  $F$  destas duas formas, como função do coeficiente total de perdas calculado pela aplicação em Excel e com o gráfico apresentado em (Roberts, 2013):



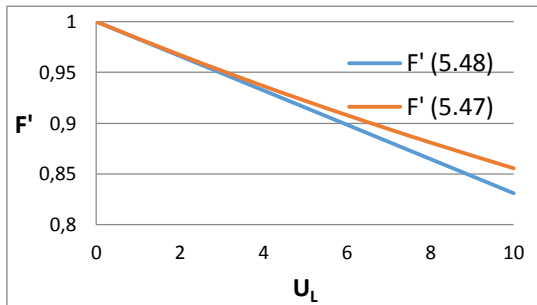
(a)



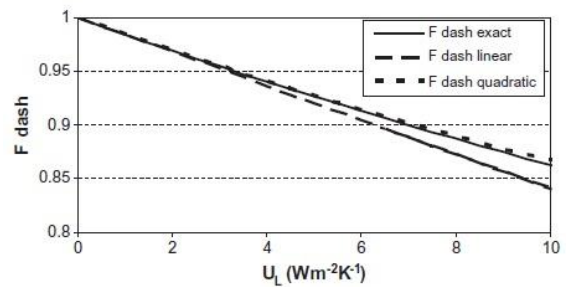
(b)

Gráfico 5.1: Comparação entre o cálculo exato e aproximado de  $F$  em função do coeficiente total de perdas (a) pela aplicação em Excel e (b) por (Roberts, 2013)

Pode-se observar no gráfico que as duas formas diferentes de cálculo são bastante aproximadas ao longo da gama considerada de  $U_L$ , a expressão analítica apresenta um erro inferior a 0,2%. Em segundo lugar calculou-se o fator de eficiência da alheta,  $F'$  através das expressões (5.47) para o cálculo exato e (5.48) para a expressão aproximada. O gráfico seguinte compara os cálculos efetuados com as diferentes expressões através da aplicação em Excel e com os resultados de (Roberts, 2013):



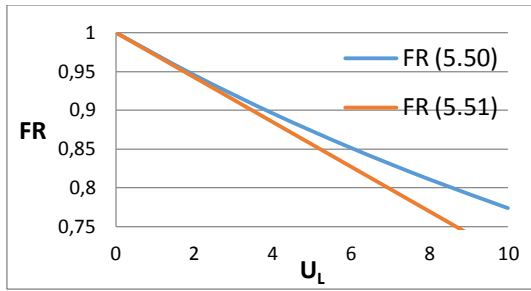
(a)



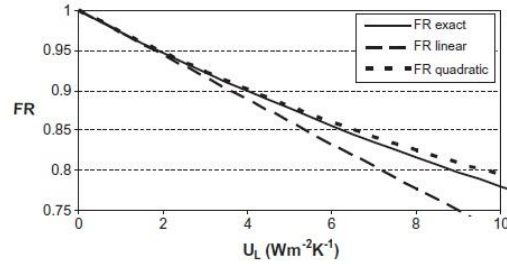
(b)

Gráfico 5.2: Comparação entre cálculo exato e aproximado de  $F'$ , (a) aplicação em Excel e (b) (Roberts, 2013)

O gráfico seguinte calcula o fator de remoção de calor,  $FR$  através da expressão (5.50) para um valor exato e por aproximação através de (5.51).



(a)

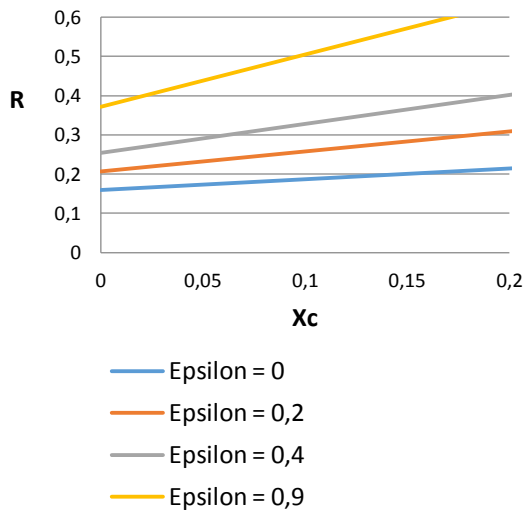


(b)

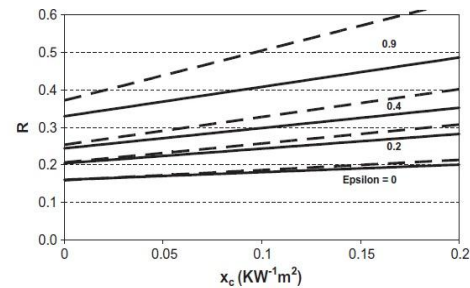
Gráfico 5.3: Comparação entre cálculo exato e aproximado de  $FR$ , (a) aplicação em Excel e (b) (Roberts, 2013)

O gráfico 5.2 (a) apresenta um erro inferior a 3% para toda a gama de  $U_L$ , e no caso do gráfico 5.3 (a) a aproximação apresenta um erro inferior a 1,5% para  $U_L < 4,5$   $Wm^{-2}K^{-1}$  em que a maior parte dos coletores funciona (Bennouna, 2009). Pode-se observar que o cálculo efetuado pela aplicação apresenta valores coerentes com os apresentados por (Roberts, 2013) para o cálculo de  $F$ ,  $F'$  e  $FR$ .

Outro parâmetro a comparar será o fator  $R$  em função da temperatura reduzida  $x_c$ . O gráfico seguinte calcula para vários valores de emissividade do absorvedor esta função utilizando as expressões (5.25) e (5.26) e o gráfico apresentado por (Roberts, 2013) em que as linhas a tracejado correspondem à aproximação equivalente ao gráfico 11.3.



(a)



(b)

Gráfico 5.4: Comparação do cálculo de  $R$  exato e aproximado para vários valores de emissividade do absorvedor (a) através da aplicação em Excel e (b) (Roberts, 2013)



O gráfico 5.4 compara várias curvas de rendimento para diferentes valores de emissividade, sem variar qualquer outro dos coeficientes, calculado através da aplicação em Excel utilizando as equações de (5.63) até (5.68) em comparação com o apresentado por (Roberts, 2013), apresentadas a tracejado:

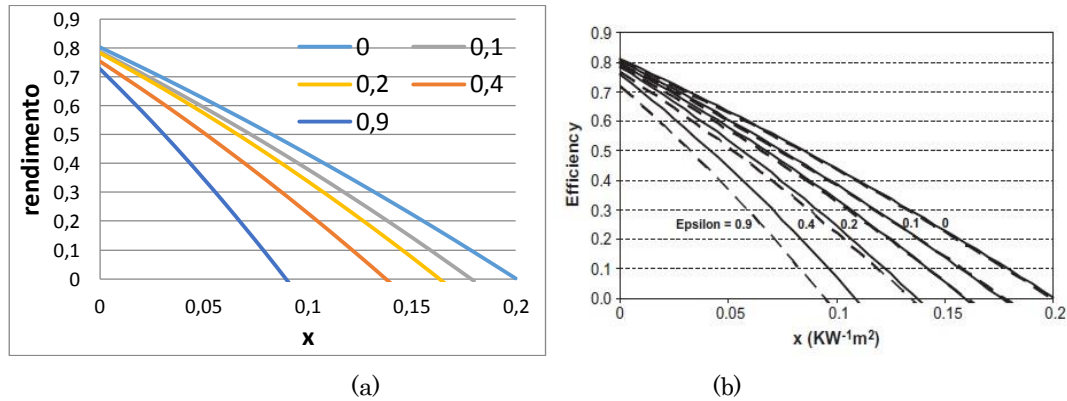


Gráfico 5.5: Cálculo de rendimento para vários valores de emissividade (a) utilizando a aplicação e (b) apresentado em (Roberts, 2013)

Podemos observar que a expressão aproximada calculada pela aplicação em Excel tanto para o gráfico 5.3 (a) como para o gráfico 5.4 (a) apresentam resultados bastante aceitáveis para valores de emissividade reduzidos, no entanto à medida que a emissividade aumenta a aproximação torna-se pior, isto deve-se ao facto de à medida que a emissividade aumenta, aumentam também as perdas por radiação e a placa absorvedora aquece a cobertura transparente até ao ponto em que a inequação  $\delta T_a \ll T_a$ , considerada na equação (5.22) deixa de ser válida. Neste sentido ao analisar o rendimento para vários valores de emissividade conclui-se que a aproximação do cálculo de rendimento é mais viável quanto menor for o valor de emissividade.

## **6. Avaliação experimental do comportamento térmico do coletor (medida de rendimento)**

Foram efetuados ensaios de rendimento e medições de emissividade e absorptividade para 4 coletores no seu estado inicial e após a recolha dos coletores que estiveram em exposição durante um ano em Sines. O ensaio de rendimento consistiu na medição dos valores de  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ , para cada coletor depois do desgaste inerente à exposição. Foram também medidos os valores de absorptividade e emissividade para cada coletor após a exposição. Estes resultados serão utilizados para calcular as curvas de rendimento para cada coletor e compará-las com o cálculo de rendimento através da expressão analítica proposta por (Forbes, 2012) (Roberts, 2013). O ajuste das curvas de rendimento no estado inicial permitirá definir o valor correspondente para cada coeficiente para cada coletor. O ajuste das curvas de rendimento para o estado final permitirá considerar que coeficientes afetaram mais a perda de rendimento dos coletores do estado inicial para o estado final. O objetivo será quantificar esse decréscimo, relacioná-lo com os parâmetros óticos do coletor e assim, conseguir prever, partindo de valores iniciais, qual será o decréscimo de rendimento, com o coletor em operação.

### **6.1. Inspeção dos coletores**

Procedeu-se a um desmantelamento destes coletores a uma inspeção rigorosa das várias componentes e a uma avaliação que irá procurar uma justificação para o decréscimo de rendimento. Estes testes são de elevada importância porque nos permitem observar as falhas técnicas e o desgaste físico tal como a corrosão, daí ser necessária uma documentação pormenorizada e fotográfica, de todos os elementos que possam interessar para uma análise mais detalhada das condições em que o coletor se encontrava, como por exemplo, as junções dos caixilhos, os respiradores, alguns pormenores do isolamento. Estes testes têm a vantagem de ao estudar o comportamento de um coletor, possibilitar saber o desempenho futuro expectável de coletores equivalentes. Para se proceder a uma inspeção completa, teve que se recolher amostras do absorsor no sentido de se medir a sua emissividade e a sua absorptividade térmica. Todos os coletores apresentados são do tipo harpa simples em que as tubagens são de cobre e o absorsor de alumínio.

	A	B	$C_1/C_2$	$D_1/D_2$
Nº de tubos adutores	2			
Nº de tubos coletores	11		8	10
Nº de coberturas	1			
Tipo de absorsor	Harpa simples			
Material do absorsor	Alumínio			
Material dos tubos	Cobre			
Material da caixa	Alumínio			
Material do isolamento	Poliuretano expandido		Lã de rocha	

Tabela 6.1: Características construtivas dos vários coletores inspecionados

Tanto o coletor A como o B apresentam o seguinte esquema de tubagens:

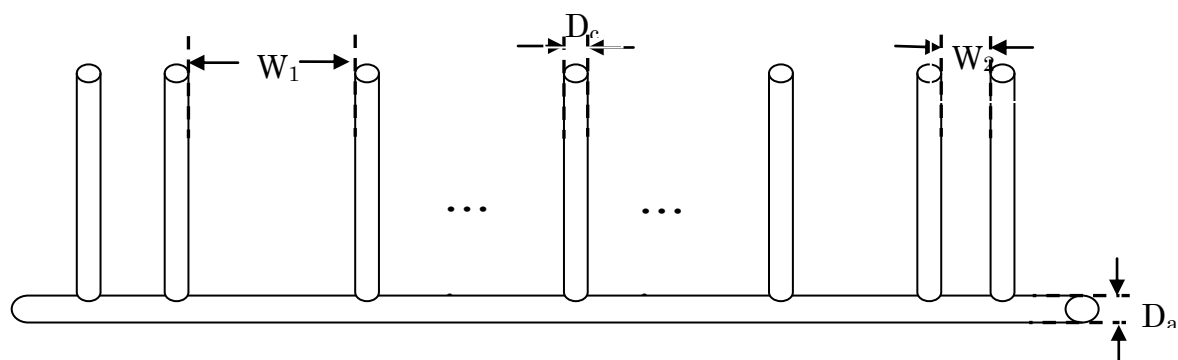


Figura 6.1: Esquema representativo das tubagens do coletor A e B

O absorsor possui ao todo dois tubos adutores e onze tubos coletores em que, tal como demonstrado na figura 6.1 existem dois tipos de distâncias entre tubos:  $W_1$  e  $W_2$  em que as distâncias mais reduzidas encontram-se nas laterais, entre os dois primeiros tubos coletores de cada lado do absorsor. Existindo assim duas medidas de  $W_2$  e nove medidas de  $W_1$ . Existem também dois tipos diferentes de diâmetros,  $D_c$  e  $D_a$ , para os tubos coletores e para os adutores, respetivamente, que no âmbito deste trabalho apenas o diâmetro dos tubos coletores terá relevância.

Os dois primeiros coletores possuíam um isolamento de poliuretano expandido e os dois últimos estavam isolados com lã de rocha. Os valores utilizados para os dois diferentes tipos de isolamento encontram-se na tabela seguinte:

	Poliuretano		Lã de rocha	
Condutividade térmica ( $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ )	<i>min.</i>	<i>máx.</i>	<i>min.</i>	<i>máx.</i>
	0,025	0,035	0,035	0,04

Tabela 6.2: Gama de condutividades térmicas analisadas

*Fonte:* (Protolab)

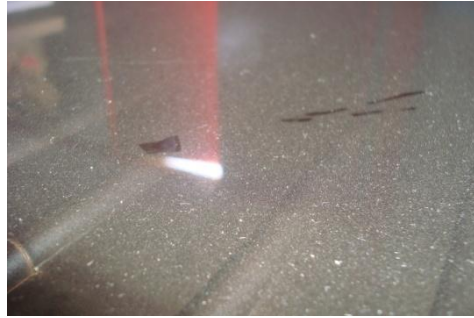
Várias medições são feitas durante o processo de inspeção, como a distância entre a cobertura e o absorsor, o diâmetro interno e externo dos tubos adutores e a espessura do isolamento lateral, no entanto no âmbito deste trabalho apenas alguns valores serão necessários para o cálculo da expressão analítica. A próxima tabela apresenta as principais medidas dos elementos estruturais efetuadas na inspeção dos coletores, todos os valores exceto a área total são apresentados em milímetros:

	A	B	$C_1/C_2$	$D_1/D_2$
Área total ( $\text{m}^2$ )	1,60	1,61	2,14	2,22
Espessura do absorsor (mm)	0,33	0,40	0,30	0,52
Distância entre tubos (mm)	85,90	86,81	117,27	108,96
Diâmetro dos tubos coletores (mm)	12,30	12,00	8,06	8,05
Espessura isolamento posterior (mm)	27,66	30,00	29,70	49,52

Tabela 6.3: Parâmetros medidos das características construtivas dos coletores.

## 1º Coletor (A)

As imagens seguintes demonstram o estado em que o coletor se encontrava quando foi inspecionado, sendo óbvia a degradação de materiais como as juntas da estrutura, dos tubos transportadores do fluido circulante e dos respiradores posteriores.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6.2: (a) – cobertura transparente; (b) – junção do caixilho; (c) – tubos adutores, coletores e parte traseira do absorvador; (d) – respirador posterior.

Podemos observar por (a) que o coletor apresentava indícios de corrimento de água na cobertura, visível pela presença de gotículas de água em contacto com a cobertura, entre a placa absorvadora e o isolamento, que deveria estar selado.

Para proceder ao cálculo de rendimento, considerando a radiação incidente,  $G$  de  $800 \text{ Wm}^{-2}$ , recorreu-se aos valores medidos para os dois anos em estudo da tabela seguinte, que apresenta também os valores medidos respetivos a cada ano do coeficiente de absortividade e emissividade.

	$\eta_0$	$a_1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$a_2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-2}$	$\alpha$	$\epsilon$
2013	0,67	5,89	0,02	0,95	0,9
2014	0,63	6,3	0,02	0,95	0,77

Tabela 6.4: Valores medidos de  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $\alpha$  e  $\epsilon$  para o coletor A em 2013 e 2014

Os valores elevados de emissividade resultam da não seletividade do absorsor deste coletor. O cálculo de rendimento para os dois anos encontra-se no gráfico seguinte:

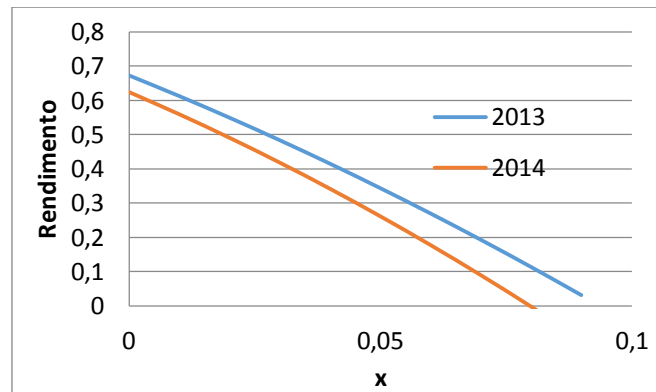
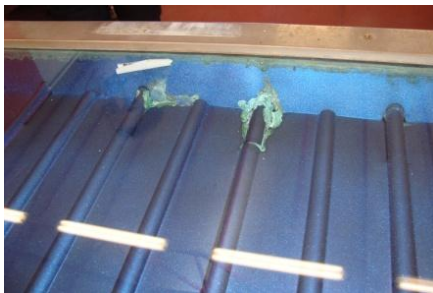


Gráfico 6.1: Resultados do rendimento para 2013 e 2014.

Pode-se observar pelo gráfico 6.1 que de 2013 para 2014 houve uma perda significativa de rendimento, aproximadamente 7,1%.

## 2º Coletor (B)

Contrariamente ao coletor A, em que o absorsor não era seletivo, neste caso o absorsor é revestido com tinta seletiva. O coletor apresentava níveis de corrosão significativa e indícios de humidade, que pode ser observado na figura seguinte:



(a)



(b)



(c)

Figura 6.3 : (a)- absorsor; (b) – tubo adutor parte exterior; (c) – isolamento do coletor.

O isolamento apresentava bastante desgaste principalmente por queimaduras, isto devido ao facto de estar em estagnação e a temperatura do isolamento ter superado a temperatura prevista para a qual o coletor deveria estar em funcionamento. Caso não estivesse bem compactado com o absorsor, ou apresentasse espaço para trocas de gás com a cobertura ir-se-ia estar certamente perante um caso de desgasificação e uma consequente redução do rendimento uma vez que a cobertura iria, devido ao aumento de sujidade, reduzir a irradiância incidente no absorsor. O rendimento através dos valores medidos é apresentado na seguinte tabela:

	$\eta_0$	$a_1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$a_2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-2}$	$\alpha$	$\varepsilon$
2013	0,61	5,05	0,01	0,86	0,62
2014	0,58	5,98	0,02	0,84	0,39

Tabela 6.5: Valores medidos de  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $\alpha$  e  $\varepsilon$  para o coletor B em 2013 e 2014

Estão também presentes na tabela os valores de absortividade e emissividade medidos para os dois anos. O gráfico seguinte representa as curvas de rendimentos para 2013 e 2014 para B:

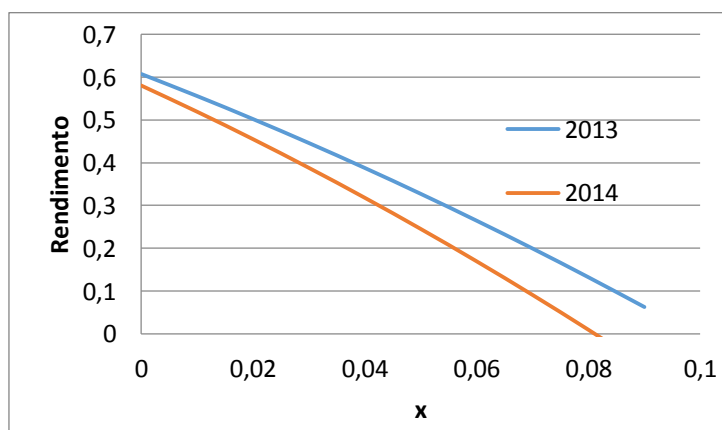


Gráfico 6.2: Rendimento para coletor B em 2013 e 2014

Pode-se observar pelo gráfico 6.2 que de 2013 para 2014 houve uma perda significativa de rendimento, aproximadamente 6,7%.

Tanto no caso de A como B, os valores de emissividade decrescem de 2013 para 2014, este efeito dá-se devido à corrosão da tinta seletiva, no caso de B e da tinta não seletiva no caso de A e a uma consequente maior exposição do cobre. Uma vez que este apresenta menores valores de emissividade, o valor global irá ser afetado:

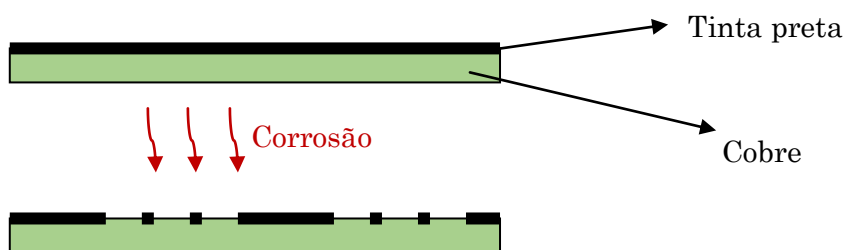
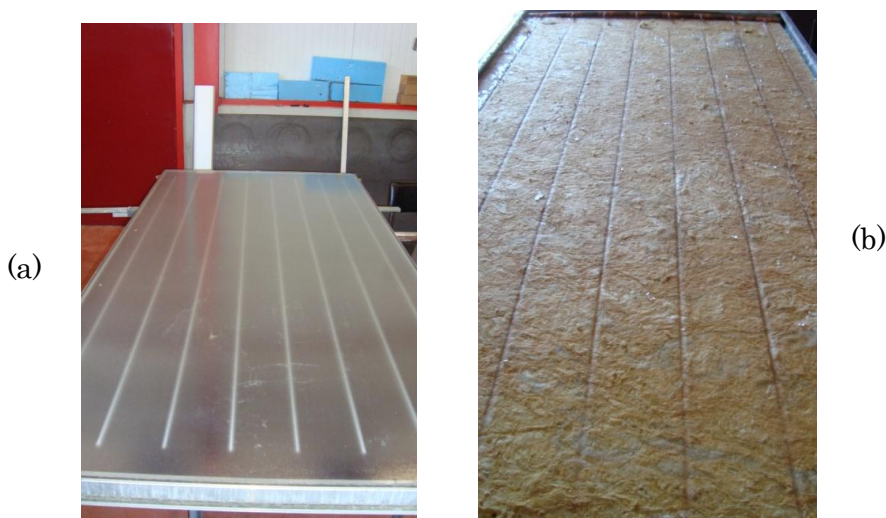


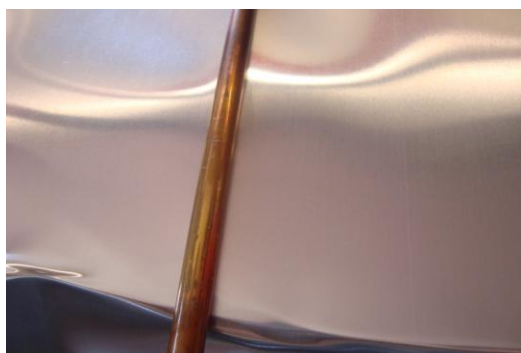
Figura 6.4: Esquema demonstrativo corrosão do absorvedor

### 3º Coletor ( $C_1$ e $C_2$ )

Neste caso estamos perante dois coletores idênticos em que um foi sujeito a um ano de desgaste e o outro não. Ambos foram medidos e compararam-se os valores de rendimento de ambos os casos,  $C_1$  para o coletor em estado inicial e  $C_2$  para o coletor em estado final, para se poder avaliar a perda de rendimento devido ao envelhecimento. A figura seguinte apresenta algumas fotografias tiradas durante o processo de desmantelamento:







(c)

Figura 6.5: (a)- coletor antes do desmantelamento; (b) – isolamento posterior; (c) – junção do tubo coletor com o absorsor.

Contrariamente aos coletores A e B, este apresenta menos indícios de corrosão e degradação como se pode observar pela figura 6.5, apenas alguns indícios de uma possível desgasificação pode ser observada pela sujidade na parte interna da cobertura.

No caso deste coletor os ensaios de rendimento realizados após exposição foram ensaios quasi-dinâmicos. Uma vez que o modelo desenvolvido por (Forbes, 2012) e (Roberts, 2013) utiliza o cálculo de rendimento através do método estacionário, tem que se fazer uma conversão dos valores de rendimento ensaiado utilizando as equações de (4.17) a (4.20). A comparação entre estes valores obtidos pelo método *quasi*-dinâmico e o método estacionário terá de ser feito de acordo com a norma EN 12975 através das curvas de potência dos coletores como função da diferença de temperatura média do fluido e a temperatura ambiente.

Os valores de  $\eta_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$ , estão apresentados na tabela seguinte, juntamente com os valores de absortividade e emissividade medidos:

	$\eta_0$	$a_1 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$	$a_2 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-2}$	$\alpha$	$\epsilon$
$C_1$	0,69	4,34	0,007	0,95	0,092
$C_2$	0,69	4,56	0,005	0,946	0,113

Tabela 6.6: Valores medidos de  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $\alpha$  e  $\epsilon$  para o 3º coletor ( $C_1$  e  $C_2$ ).

O resultado das duas curvas de rendimento encontra-se no gráfico seguinte:

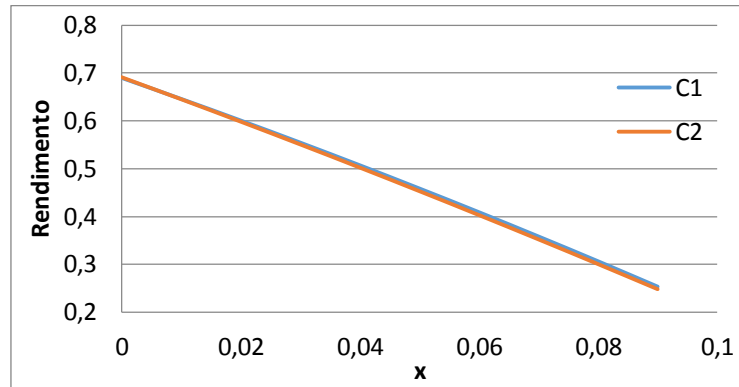


Gráfico 6.3: Rendimento para 3º coletor nos casos  $C_1$  e  $C_2$ .

Pela análise do gráfico 6.3 conclui-se que o coletor encontra-se com um rendimento praticamente equivalente ao do estado inicial, apresentando uma ligeira descida de 0,4%.

#### 4º coletor ( $D_1$ e $D_2$ )

Tal como o 3º coletor, o 4º coletor inspecionado é constituído por dois coletores idênticos com a diferença de que um esteve em operação ( $D_1$ ) e o outro não ( $D_2$ ). Algumas fotografias do processo de inspeção estão apresentadas de seguida:



(a)



(b)



(c)

Figura 6.6: (a)- cobertura transparente; (b)- ligação tubo adutor com coletor; (c)- parafuso do absorvedor.

Este coletor correspondia ao único coletor que tinha o absorvedor aparafusado ao coletor para este não deformar e desta forma manter mais estável a distância entre a cobertura e o absorvedor. Tal como o caso do coletor anterior as medidas de  $\eta_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$  têm de ser ajustadas, do método *quasi*-dinâmico para o método estacionário. Os valores já ajustados estão presentes na seguinte tabela:

	$\eta_0$	$a_1 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$a_2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-2}$	$\alpha$	$\epsilon$
$D_1$	0,72	3,43	0,02	0,948	0,089
$D_2$	0,72	4,65	0,01	0,947	0,141

Tabela 6.7: Valores medidos de  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $\alpha$  e  $\epsilon$  para o 4º coletor ( $D_1$  e  $D_2$ ).

Procedeu-se ao cálculo do rendimento para os dois casos em que se poderá observar uma perda de rendimento na ordem dos 3%, que se encontra no gráfico seguinte:

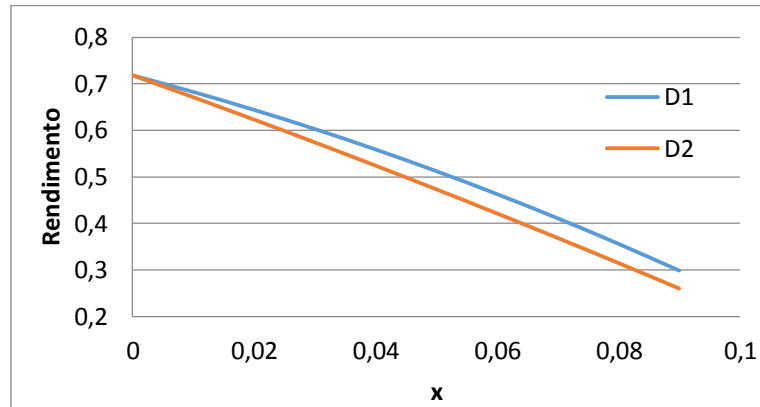


Gráfico 6.4: Rendimento do 4º coletor para  $D_1$  e  $D_2$ .

## 7. Comparação entre o modelo de balanço térmico simplificado aos valores de rendimento medidos

### 7.1. Mecanismos de degradação

Existe uma grande variedade de mecanismos de degradação que afetam coletores solares térmicos. Em relação ao absorvedor são dois os principais processos: a oxidação devido a elevadas temperaturas de operação e efeitos de hidrólise como resultado de uma elevada humidade. Outro efeito que prejudica o desempenho do coletor é a libertação de gases por parte do isolamento - *outgassing* – reduzindo a

transmissividade da cobertura transparente assim como um aumento da condutividade térmica do isolamento aumentando as perdas por condução. Para além disto os materiais poliméricos são sensíveis à radiação ultravioleta, ativando processos de oxidação reduzindo também o valor de transmissividade do sistema (Jorgensen, 2003).

Foram feitas ao longo dos últimos anos várias investigações sobre fatores de degradação, como a temperatura e radiação UV afetam os vários componentes de um coletor solar. A IEA Task X (Carlsson B., 1994) baseou-se no comportamento da degradação do absorsor, desenvolvendo um método normalizado para ensaios de envelhecimento acelerado e outras investigações lidaram com o comportamento das coberturas transparentes e com o seu envelhecimento. Os resultados destas investigações possibilitam a previsão da degradação dos componentes individualmente como o revestimento seletivo ou a cobertura transparente. De qualquer forma é difícil fazer afirmações sobre como estes mecanismos afetam o desempenho global do coletor. Neste sentido aproximações integrais têm sido desenvolvidas, permitindo uma previsão sobre o processo de envelhecimento de todo o coletor (Streicher). Esta aproximação considera a influência de processos de degradação nos parâmetros de rendimento do coletor,  $\eta_0$ ,  $a_1$  e  $a_2$ . Facilitando assim, a análise deste processo pois não se torna necessário verificar o grau de degradação que a temperatura terá nos coeficientes de absorvidade e emissividade do absorsor. No entanto existem algumas limitações neste campo uma vez que não são comuns ensaios de envelhecimento ao coletor como um todo e apenas a componentes individualmente.

Os procedimentos já existentes de testes e determinação de rendimento, fiabilidade e durabilidade que visam a determinação do tempo de retorno financeiro do investimento, calculam o *output* energético, ou energia útil com base nos resultados de uma performance térmica onde a característica dos parâmetros do coletor apresentam-se em boas condições e sem qualquer tipo de desgaste. Uma vez que os processos de envelhecimento e desgaste podem resultar num decréscimo do rendimento térmico do coletor, para uma avaliação integral de coletores solares térmicos, é necessário considerar a mudança de desempenho coletor ao longo do seu tempo de vida. Portanto, há que quantificar a degradação do material e os seus efeitos no rendimento. Uma forma de se atingir este objetivo é por testes de envelhecimento acelerado ao coletor como um todo ou pela implementação de

mecanismos de degradação característica num modelo numérico adequado (Streicher).

Neste trabalho pretende-se quantificar a perda de rendimento devido à degradação dos vários componentes do coletor através dos valores dos vários coeficientes de perdas analisados. Para tal procedeu-se a testes de sensibilidade de forma a se poder estudar o comportamento das curvas de rendimento para diferentes coeficientes para ser possível fazer as melhores aproximações possíveis com as curvas calculadas com os valores ensaiados.

## **7.2. Aplicação de modelo de balanço térmico simplificado**

Para se proceder à aplicação do modelo de balanço térmico simplificado, descrito na secção 5 deste trabalho e baseado nas referências (Forbes, 2012) (Roberts, 2013) para cálculo do rendimento tem-se que primeiro efetuar aproximações com as curvas de rendimento já existentes, calculadas pelos valores ensaiados mostradas pelos gráficos 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4. O objetivo desta comparação será estipular valores iniciais para os vários coeficientes de perdas existentes no cálculo da expressão analítica para cada um dos vários coletores. Desta forma, quando se aproximarem as curvas de rendimento finais, saber-se-á o decréscimo dos valores destes coeficientes e o peso que cada um deles teve na perda de rendimento.

O processo de comparação das curvas de rendimento consistiu numa primeira aproximação utilizando valores médios dos coeficientes estudados, com o intuito de se testar o modelo utilizado e saber quais os coletores que apresentam curvas de rendimento com melhores aproximações. De seguida procedeu-se a testes de sensibilidade e ajuste em que o efeito de cada coeficiente de perdas é estudado para posteriormente se calcular a melhor aproximação possível.

### 7.2.1. Comparação de curvas de rendimento

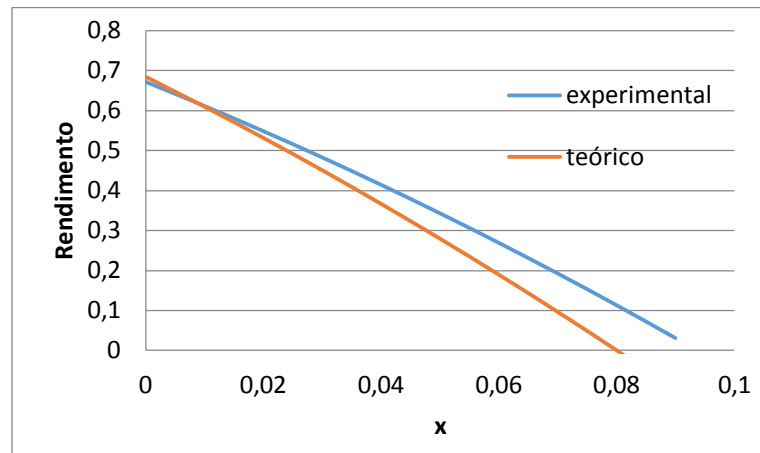
Numa primeira abordagem de cálculo do rendimento pela aplicação no Excel através da utilização das equações de (5.63) a (5.68), utilizaram-se valores de coeficientes iguais para os 4 coletores de forma a se obter um primeiro resultado que permitirá uma posterior aproximação a cada uma das curvas para cada coletor. Esta primeira aproximação tem o intuito de se saber à partida quais os coletores que sofreram mais desgaste dos componentes do coletor. Os valores de cada coeficiente utilizados para o cálculo de rendimento para cada coletor, está presente na seguinte tabela resumo:

$k_b$	Condutividade do isolamento	0,025 Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> (A e B)
		0,035 Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> (C e D)
$C_b$	Condutância da alheta para a junção com a cobertura	100 Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
$k_c$	Condutividade térmica do absorsor	385 Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
$h_{fi}$	Coefficiente de convecção no interior dos tubos	250 Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$h_o$	Coefficiente de convecção do absorsor com a cobertura, independente da temperatura	3,07 Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$h_1$	Coefficiente de convecção do absorsor com a cobertura, dependente da temperatura	0,0096 Wm <sup>-2</sup> K <sup>-2</sup>
$h_2$	Coefficiente de convecção natural	6,9 Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
$h_3$	Coefficiente de convecção da cobertura para o ambiente, dependente da velocidade do vento	3,87 Wm <sup>-3</sup> sK <sup>-1</sup>
$\tau$	Transmissividade	0,885
$T_a$	Temperatura ambiente	293,15 K
$v$	Velocidade do vento	2 ms <sup>-1</sup>

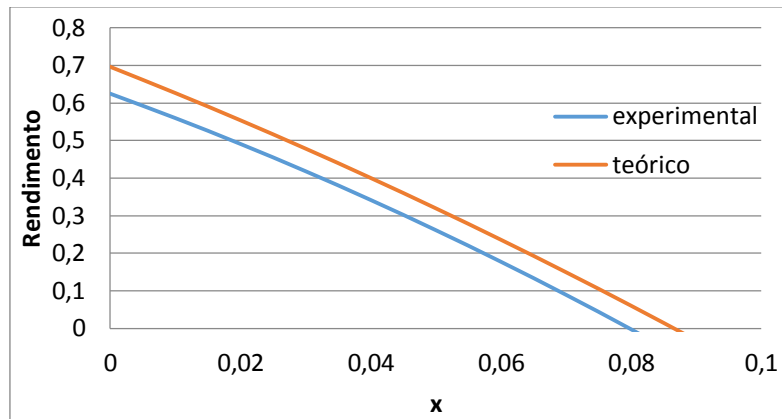
Tabela 7.1: Resumo de coeficientes utilizados para primeira aproximação de curvas de rendimento.

Os gráficos seguintes comparam a curva de rendimento calculada pela expressão analítica com a curva correspondente aos valores resultantes dos ensaios, para os 4

coletores antes e após exposição. Em primeiro lugar apresenta-se o gráfico para o coletor A antes exposição em 2013 e após em 2014:



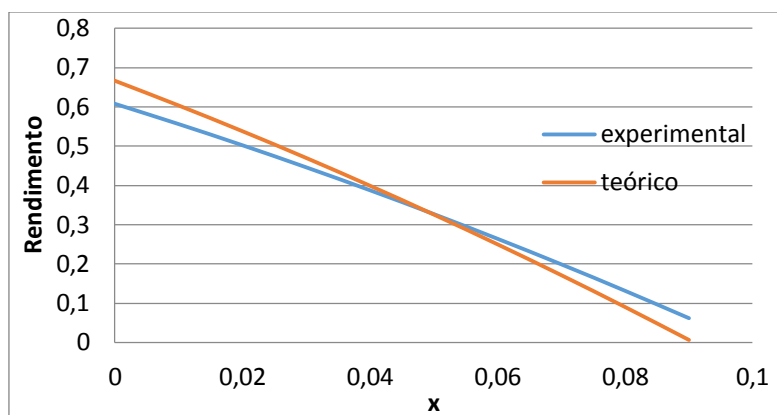
(a)



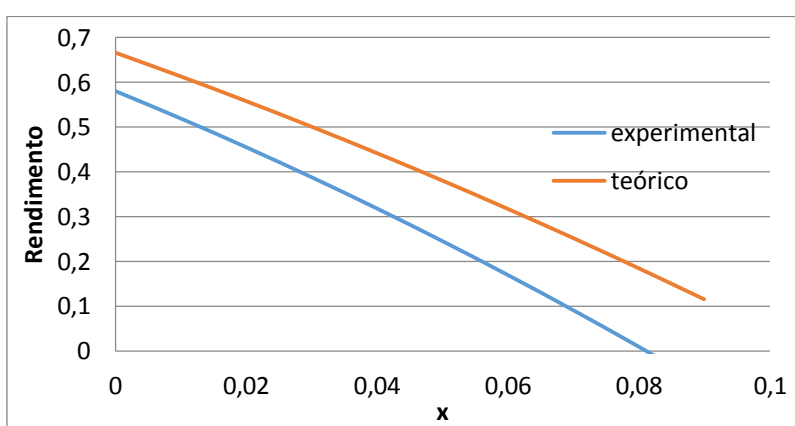
(b)

Gráfico 7.1: Comparação dos resultados experimentais com o cálculo aproximado teórico para o coletor A em (a) 2013 e (b) 2014.

A utilização das equações (5.63) até (5.68) na aplicação em Excel com os coeficientes da tabela 7.1 para cálculo das curvas de rendimento no caso do coletor A apresenta uma aproximação fraca com um erro de 8,5% para o caso de (a) e de 6,2% para (b). No caso de (a) a aproximação do rendimento ótico é aceitável, mas em (b) apresenta um erro de cerca de 7,1%. Este erro é calculado através da média da diferença dos valores de todos os pontos de ambas as curvas. O gráfico seguinte corresponde à primeira comparação dos valores de ensaio e os obtidos pela expressão para o coletor B em 2013 e 2014:



(a)

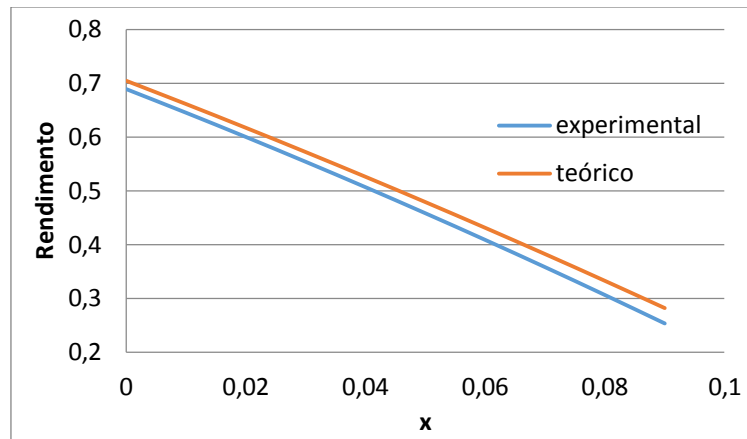


(b)

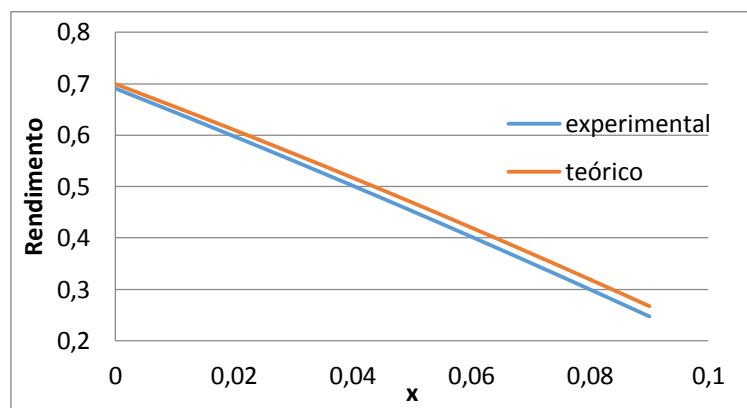
Gráfico 7.2: Comparação dos resultados experimentais com o cálculo aproximado teórico para o coletor B em (a) 2013 e (b) 2014.

Neste caso, o erro médio para o caso do gráfico (a) é de 1,1% e é de 13% para o gráfico (b), o que significa que de 2013 para 2014 houve uma degradação significativa dos componentes do coletor e apenas os valores de emissividade e absortividade para os dois anos não são suficientes para ser possível calcular o rendimento. O gráfico seguinte corresponde à primeira comparação dos valores de ensaio e os obtidos pela expressão para o coletor C para  $C_1$  e  $C_2$ :





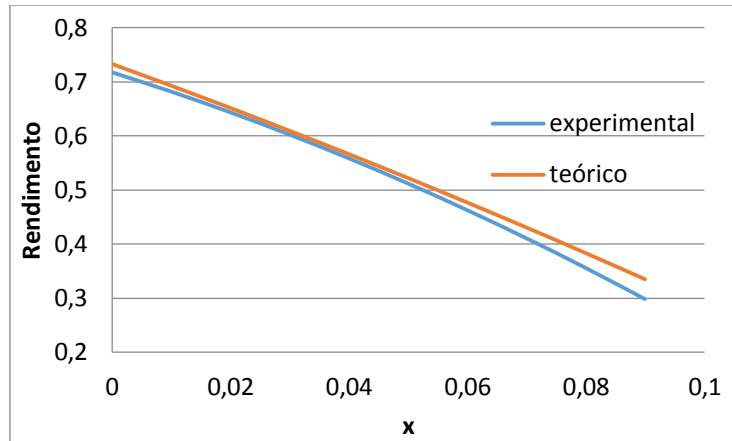
(a)



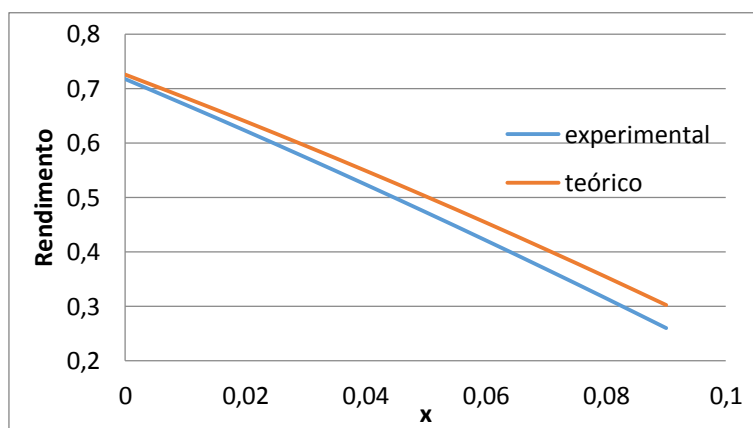
(b)

Gráfico 7.3: Comparação dos resultados experimentais com o cálculo aproximado teórico para o coletor C em (a)  $C_1$  e (b)  $C_2$ .

Novamente, existe uma sobrevalorização por parte da expressão em comparação com os valores ensaiados, no entanto neste caso tanto para (a) como para (b) o erro é inferior do que para os coletores A e B, o que significa que a degradação neste caso foi menor. O gráfico seguinte corresponde à primeira comparação dos valores de ensaio e os obtidos pela expressão para o coletor D para  $D_1$  e  $D_2$ :



(a)



(b)

Gráfico 7.4: Comparação dos resultados experimentais com o cálculo aproximado teórico para o coletor D em (a) D<sub>1</sub> e (b) D<sub>2</sub>.

O coletor D está perto de uma boa aproximação apresentando uma sobrevalorização do rendimento para o caso (b), com um erro superior ao do coletor C<sub>2</sub>. Pode-se concluir que os dois primeiros coletores são os que apresentam os indícios de um maior desgaste e os dois últimos coletores os que sofreram menos deterioração. O modelo terá de ser ajustado através dos coeficientes de condução, convecção e transmissividade de forma a ser possível obter a melhor aproximação possível e quantificar o decréscimo dos coeficientes e o seu impacto no rendimento.

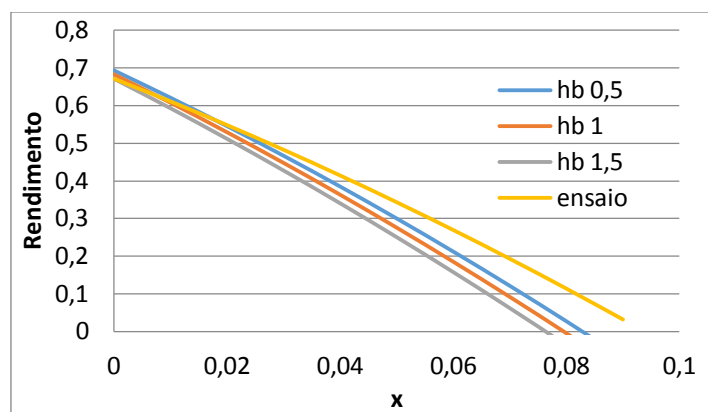
### 7.2.2. Testes de sensibilidade

Estes testes têm como função a possibilidade de aproximação da curva de rendimento teórica e experimental dos diferentes coletores para os seus respectivos estados iniciais. Estes testes foram efetuados para o caso do coletor A uma vez que é o que apresenta os resultados teóricos mais afastados dos experimentais. No caso dos dois últimos coletores, C e D um pequeno ajuste será o necessário para aproximar as curvas experimentais e teóricas. Uma vez que os valores de absorvidade e emissividade e os parâmetros construtivos como a espessura do absorsor e isolamento foram medidos para todos os casos, não fará sentido proceder a testes de sensibilidade com estes parâmetros, sendo assim os que são estudados através dos efeitos das suas variações são os coeficientes de: transmissividade, condução e convecção. A tabela seguinte mostra os intervalos de variação estudados para cada parâmetro, com base nos valores utilizados em (Roberts, 2013):

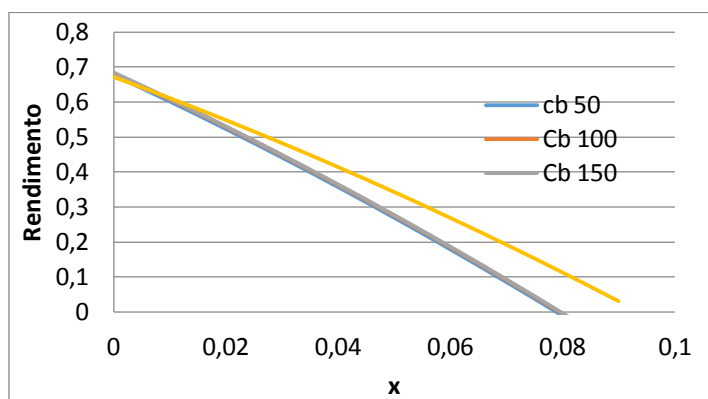
	$h_b$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$C_b$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$k_c$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$h_{fi}$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_0$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_1$ $Wm^{-2}K^{-2}$	$h_2$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_3$ $Wm^{-3}sK^{-1}$	$\tau$
<i>min.</i>	0,5	50	345	200	3,38	0,0068	5,52	3,1	0,85
<i>Máx.</i>	1,5	150	425	300	4,24	0,0185	8,24	4,64	0,92

Tabela 7.2: valores mínimos e máximos utilizados para cada parâmetro.

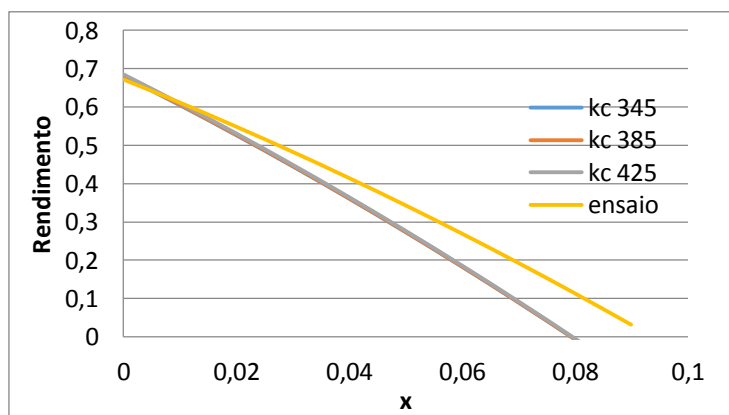
O coeficiente  $h_b$  presente na equação (5.30) representa a capacidade que um determinado material tem em permitir transferência de calor, que neste caso pretende-se que seja o mais reduzido possível uma vez que estamos a falar de um isolamento. Irá depender sempre da espessura do isolamento e terá de ser analisada caso a caso. Portanto para calcular  $h_b$  teremos que dar primeiro um valor inicial para  $k_b$ , consoante cada tipo de isolamento e dividi-lo pelo valor de espessura do isolamento desse mesmo coletor. Quanto à condutância térmica da alheta, para a junção com a cobertura -  $C_b$  - presente na equação (5.40), pretende-se que possua o maior valor possível, porque será o coeficiente que representa a capacidade de transferência de calor da cobertura para os tubos. A condutividade térmica do absorsor -  $k_c$  - está presente na equação (5.53). No entanto o fator predominante destes três coeficientes, na gama de valores estudados e razoáveis, será o coeficiente  $h_b$ . O gráfico seguinte demonstra a variação de rendimento para três valores de  $h_b$ ,  $C_b$  e  $k_c$ , em que todos os outros valores serão mantidos idênticos aos da tabela 7.1 para o 1º coletor analisado:



(a)



(b)



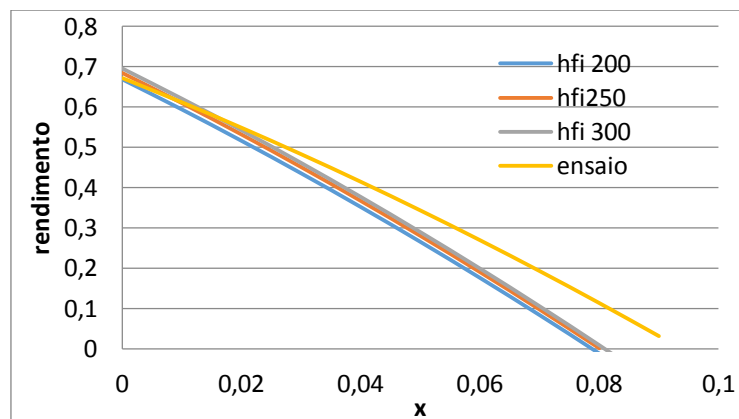
(c)

Gráfico 7.5: Comparação de três valores diferentes para o coeficiente de  $h_b$  (a);  $C_b$  (b) e  $k_c$  (c), com os valores ensaiados experimentalmente.

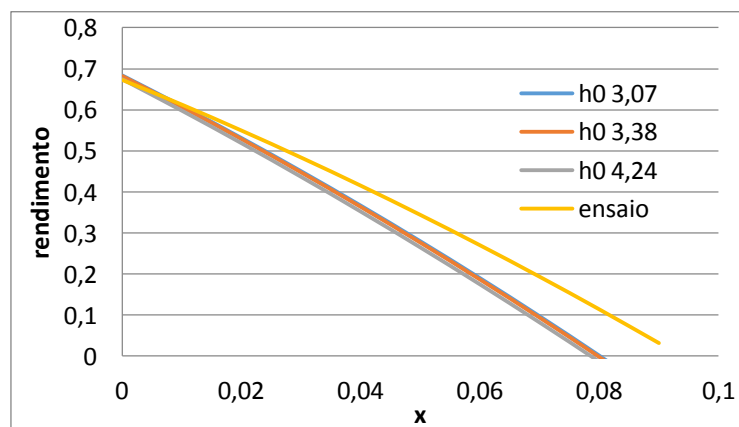
Como já foi referido e pela observação das várias curvas de rendimento para cada um dos gráficos 7.5, conclui-se que há uma maior relevância no coeficiente  $h_b$ , do que nos outros dois, o que salienta a necessidade da utilização de um bom

isolamento posterior e que seja adequado à estrutura do coletor.

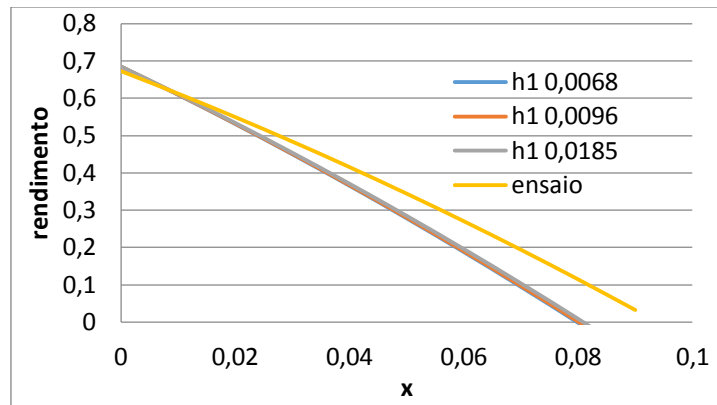
Quanto aos parâmetros convectivos, estes são geralmente predominantes no valor total do coeficiente de perdas uma vez que o coletor possui várias componentes que sofrem mais efeitos convectivos do que condutivos, como é o caso da convecção no interior dos tubos -  $h_{fi}$  - presente na equação (5.42); coeficiente de convecção do absorvedor com a cobertura transparente, que pode depender da temperatura -  $h_1$ , ou ser independente da temperatura -  $h_0$ ; depois ainda existe convecção da cobertura para o ambiente, que por sua vez pode ser dependente da velocidade do vento -  $h_3$ , ou independente da velocidade do vento -  $h_2$  presentes na equação (5.26). Todos estes parâmetros foram primeiramente analisados individualmente no sentido de se estudar o impacto que cada um deles terá no desempenho do coletor. No gráfico seguinte apresentam-se as várias curvas de rendimento em comparação com os resultados de ensaio para três valores diferentes de cada um destes coeficientes, mantendo todos os outros valores de coeficientes iguais aos da tabela 7.1. Todos estes valores estão a ser aplicado para o caso do 1º coletor (A).



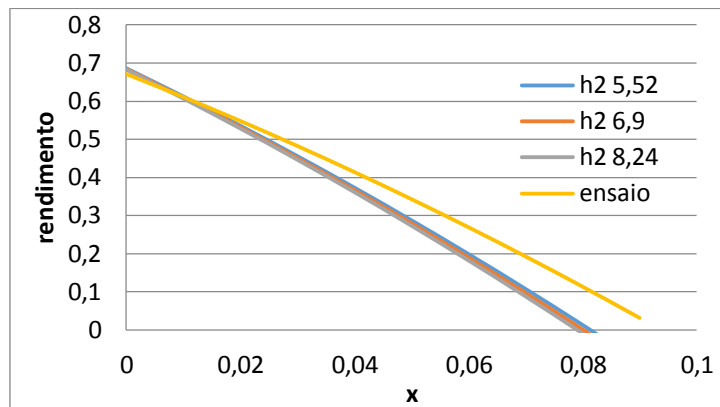
(a)



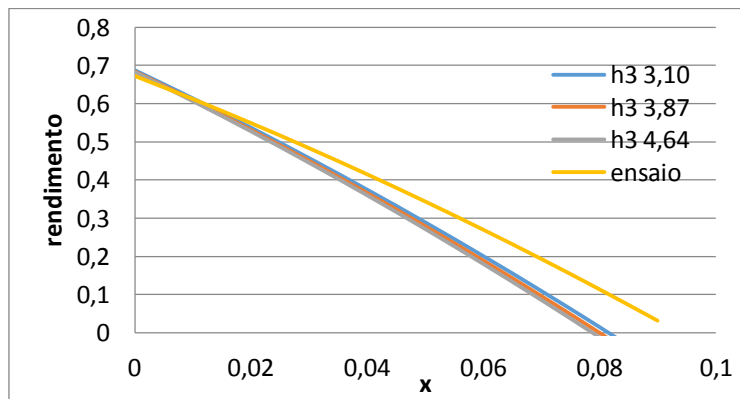
(b)



(c)



(d)



(e)

Gráfico 7.6: Comparação de três valores diferentes para o coeficiente de  $h_F$  (a);  $h_O$  (b);  $h_I$  (c);  $h_2$  (d), e  $h_3$  (e), com os valores ensaiados experimentalmente.

Pela análise do gráfico 7.6 (a) conclui-se mais facilmente do que nos outros casos que a aproximação da curva teórica da curva de ensaio experimental implica uma

sobrevalorização do rendimento ótico. Este caso de destaque corresponde ao coeficiente  $h_{fi}$ , que será o coeficiente convectivo com o impacto mais proeminente no decréscimo de rendimento.

Finalmente, o outro parâmetro a ter em conta neste estudo de sensibilidade é o coeficiente de transmissividade da cobertura transparente. Uma vez que vários dos coletores apresentavam indícios de sujidade e humidade, efeito que influencia bastante a transmissividade da cobertura, este parâmetro será bastante relevante no cálculo das aproximações. O gráfico seguinte representa as diferentes curvas de rendimento considerando três valores diferentes de transmissividade em que todos os outros valores permanecerão idênticos aos da tabela 7.1 para o coletor *A*:

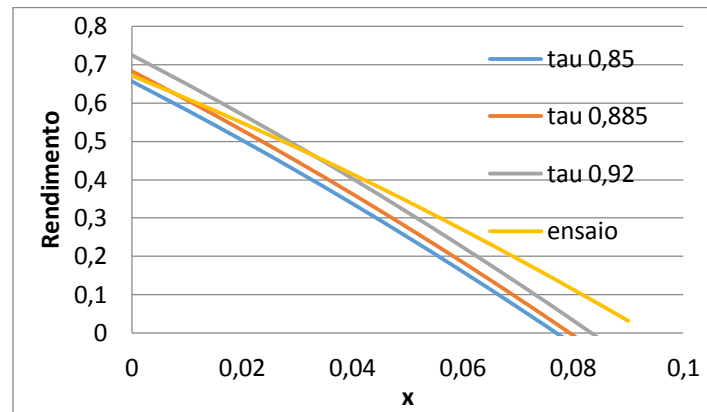


Gráfico 7.7: Comparação de curvas de rendimento com três valores diferentes de transmissividade com a curva de rendimento calculada com valores de ensaio experimental.

Pela análise do gráfico pode-se concluir que o coeficiente de transmissividade é um fator crucial no cálculo de rendimento através da expressão analítica, um valor baixo na ordem dos 0,85, corresponderá a um decréscimo significativo do rendimento. Um coeficiente de transmissividade na ordem dos 0,89 corresponderá neste caso a uma boa aproximação do rendimento ótico mas não ao nível do declive da reta, significando então que este coeficiente está diretamente ligado com o rendimento ótico do sistema.

Se considerarmos a máxima variação que cada um destes coeficientes poderá ter e se contabilizar a perda de rendimento, tem-se a percentagem máxima que cada um destes coeficientes poderá ter na perda de rendimento. A tabela seguinte descreve o impacto em percentagem que cada um dos coeficientes de perdas poderá ter no

rendimento final do coletor. Esta percentagem é calculada através da média da diferença entre as curvas teóricas calculadas com valores máximos e mínimos para cada componente.

$h_b$	$C_b$	$k_c$	$h_{fi}$	$h_0$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$\tau$
4,10%	0,77%	0,50%	2,49%	1,40%	0,40%	1,10%	1,29%	6,62%

Tabela 7.3: Impacto em percentagem dos coeficientes de perdas no rendimento

Esta tabela mostra a relevância dos coeficientes  $h_b$ ,  $h_{fi}$  e  $\tau$  no cálculo das aproximações.

### 7.3. Ajuste das aproximações aos valores ensaiados

Depois de no capítulo anterior se ter analisado a relação do modelo de balanço térmico simplificado de (Forbes, 2012) (Roberts, 2013) com as curvas de rendimento de valores ensaiados, pretende-se agora aproximar ao máximo as curvas e analisar que componentes terão sido mais afetados, criar vários cenários e discernir qual o mais espetável, devido às observações efetuadas ao estado dos coletores durante a inspeção.

O processo de determinação dos coeficientes para os coletores no estado inicial, partirá primeiro de se considerar que, as componentes estarão em perfeitas condições e calcula-se as curvas de rendimento com base nos melhores valores possíveis de cada coeficiente para cada coletor. Consoante os resultados obtidos aproxima-se a curva de rendimento calculada com a ensaiada através de uma redução no valor destes coeficientes de forma a se determinar o valor aproximado de cada coeficiente no estado inicial para cada coletor. Consideram-se os mesmos valores de coeficientes para todos os coletores no estado inicial exceto para o valor de  $h_b$ , porque este é logo à partida diferente consoante o tipo de isolamento. A tabela seguinte explicita os valores dos coeficientes utilizados nesta primeira abordagem:

	$h_b$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$C_b$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$k_c$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$h_{fi}$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_0$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_1$ $Wm^{-2}K^{-2}$	$h_2$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_3$ $Wm^{-3}K^{-1}$	$\tau$
2013	0,91 <sup>[1]</sup>	150	425	300	3,07	0,0185	5,52	3,1	0,92

Tabela 7.4: valores de coeficientes utilizados fase inicial

[1]: este valor é calculado através do melhor valor possível de  $k_b$  para cada tipo de isolamento, no caso do coletor A e B temos  $0,025 Wm^{-1}K^{-1}$  e para C e D teremos  $0,035 Wm^{-1}K^{-1}$ , todos os outros valores são os da tabela 7.1



A aplicação dos valores respetivos a cada um dos coletores em estado inicial encontra-se em anexo, o gráfico seguinte mostra apenas para o caso do 1º coletor *A*:

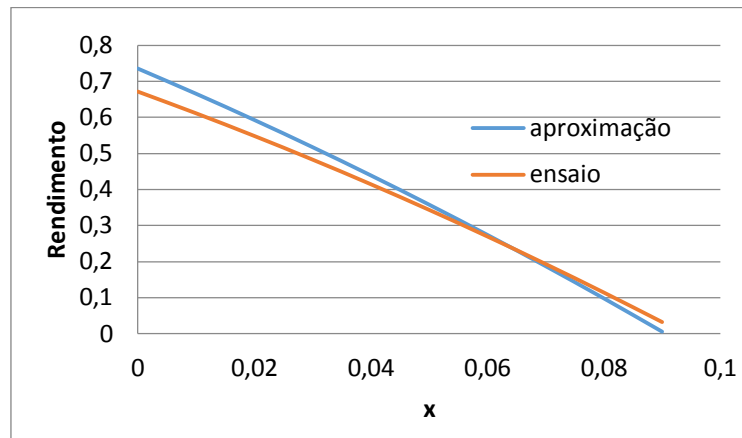


Gráfico 7.8: Comparação curva de rendimento teórica aproximada e curva de rendimento calculada por ensaio experimental.

Esta primeira aproximação das curvas de rendimento para o estado inicial terá de ser corrigida através da alteração dos coeficientes utilizados na expressão de cálculo. Como se pode observar no gráfico 7.8 para o coletor A, ao serem aplicados os melhores valores possíveis para os coeficientes observamos uma sobrevalorização do rendimento ótico em mais de 6% e do rendimento total em cerca de 4,5%.

A fase que se segue corresponde a uma aproximação através de uma análise individual de três dos coeficientes com principal impacto no rendimento do coletor:

1. Reduziu-se  $k_b$  para  $0,035 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ , resultando num  $h_b$  de  $1,27 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ;
2. Reduziu-se  $h_f$  para  $200 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ;
3. Reduziu-se  $\tau$  para  $0,085$ ;

Os resultados da aplicação destes valores para o coletor *A* encontram-se no gráfico seguinte, todos os outros valores mantiveram-se iguais aos da tabela 7.1:

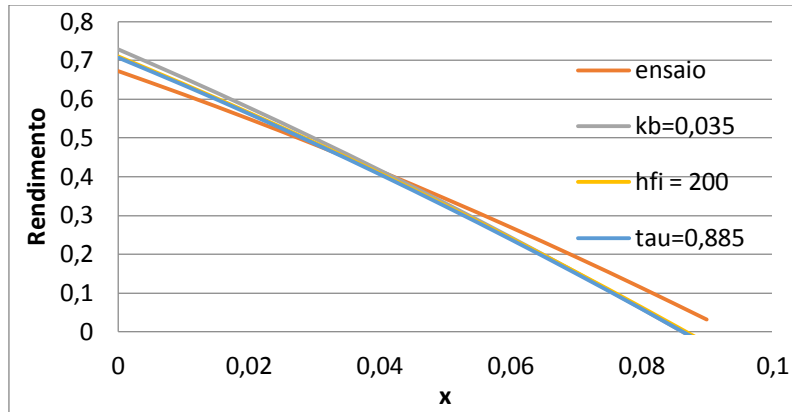


Gráfico 7.9: Curva de rendimento com alteração apenas de um valor de,  $kb$ ,  $h_{fi}$  e  $\tau$ .

Pela análise do gráfico pode-se observar que em qualquer um dos três casos, os melhores resultados de aproximação são para a gama de temperatura reduzida de  $0,02 > x > 0,05$ . Para  $x < 0,02$  existe uma sobrestimação do rendimento e para  $x > 0,05$  existe uma subestimação do rendimento.

A melhor aproximação consistirá numa combinação do decréscimo destes coeficientes e para o caso do coletor  $A$ , a melhor aproximação efetuada consiste nos valores de  $\tau = 0,885$  e  $h_{fi} = 250 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , em que todos os outros coeficientes permanecem iguais aos da tabela 7.1. O resultado está representado no gráfico seguinte:

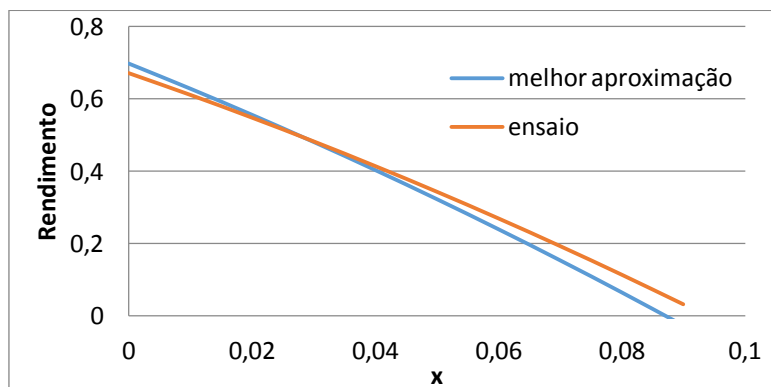


Gráfico 7.10: Melhor aproximação da curva de rendimento para o coletor em 2013.

O desvio permanece semelhante ao do gráfico 7.8 no entanto mais atenuado. Ao longo de toda a gama de temperatura reduzida o erro médio é de aproximadamente 1,1%, correspondendo a uma aproximação razoável.

Agora, resta aproximar a curva de rendimento calculada com a expressão analítica com a ensaiada para o coletor  $A$  em 2014. Criam-se três cenários extremos:

1. Apenas redução dos coeficientes de condução;
2. Apenas redução dos coeficientes de convecção;
3. Apenas redução da transmissividade.

O gráfico seguinte corresponde às perdas máximas que o coletor  $A$  poderá sofrer em cada um dos três casos, em comparação com os valores ensaiados para 2014:

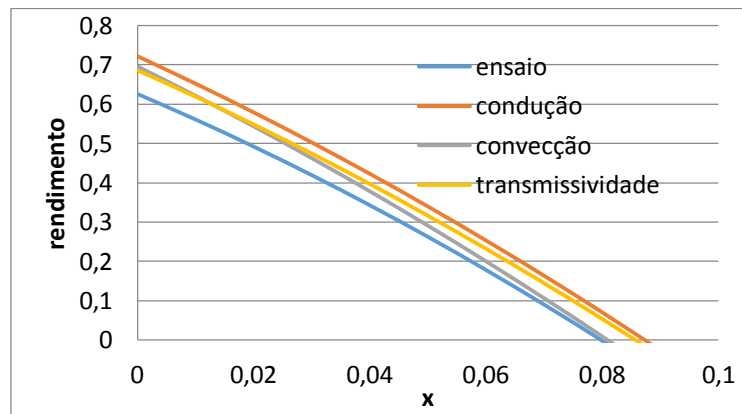


Gráfico 7.11: Três cenários de deterioração, só de componentes de: condução, convecção e transmissividade.

Conclui-se que nenhum destes três cenários por si é válido, porque está longe de uma boa aproximação, assim uma combinação dos três tipos de perdas irá possibilitar uma aproximação mais razoável. A combinação dos três cenários e a escolha dos coeficientes a afetar, irá depender das condições em que o coletor  $A$  se encontrava quando foi inspecionado. O aumento do coeficiente  $h_b$  deve-se às condições a que o isolamento do coletor se encontrava, uma vez deterioradas é natural que o valor deste coeficiente seja acrescido pois irá permitir maiores perdas por condução para o exterior. O decréscimo dos coeficientes  $C_b$  e  $k_c$  é justificado pelos sinais evidentes de corrosão principalmente nas junções das tubagens, tanto no absorvedor como para o exterior do coletor. As condições das tubagens também afetam o coeficiente  $h_{fi}$  e os outros coeficientes de convecção internos a um aumento as perdas por convecção no interior dos tubos.

A transmissividade será afetada devido à humidade que se encontrava no espaço confinado entre a cobertura e absorvedor, sendo reduzida devido à condensação formada na parte interior da cobertura transparente.

A tabela seguinte apresenta a comparação dos coeficientes no estado inicial (2013) e estado final (2014):

	$h_b$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$C_b$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$k_c$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$h_{fi}$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_0$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_1$ $Wm^{-2}K^{-2}$	$h_2$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_3$ $Wm^{-3}K^{-1}$	$\tau$
2013	0,91	150	425	250	3,07	0,0185	5,52	3,1	0,885
2014	1,01	50	345	200	4,24	0,0185	8,24	3,1	0,865

Tabela 7.5: Comparação valores dos coeficientes de 2013 e 2014 para o coletor A.

O gráfico seguinte corresponde à melhor aproximação para o coletor A para 2014:

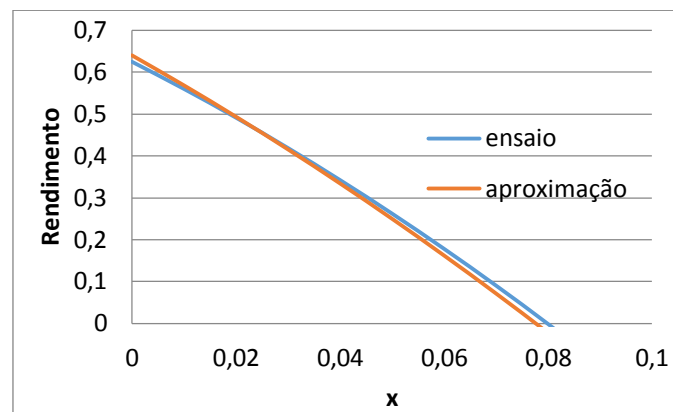


Gráfico 7.12: Aproximação da curva de rendimento para o coletor A para 2014.

É possível observar que a aproximação apresenta um erro inferior ao caso de 2013, um erro total de cerca de 0,4%. A melhor aproximação ainda sobrestima o valor de rendimento ótico ( $\approx 1,6\%$ ) em 2014 tal como em 2013 (2,6%). Finalmente pode-se então contabilizar a percentagem que cada um destes coeficientes teve no decréscimo do rendimento.

$h_b$	$C_b$	$k_c$	$h_{fi}$	$h_0$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$\tau$
5,24%	9,84%	6,40%	15,91%	24,36%	0,00%	14,06%	0,00%	24,19%

Tabela 7.6: percentagem do efeito de cada coeficiente na perda de rendimento de 2013 e 2014 para A.

O gráfico seguinte apresenta as curvas teóricas de rendimento calculadas para 2013 e 2014:

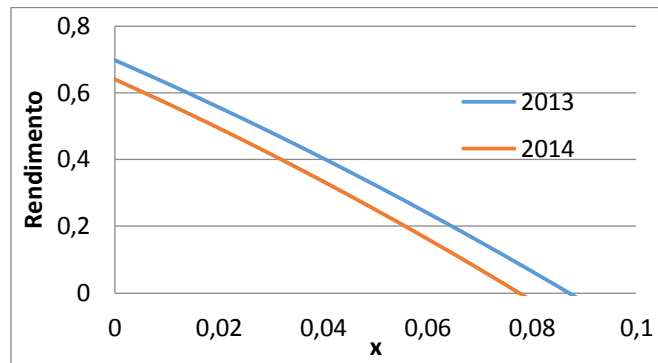


Gráfico 7.13: Curvas de rendimento teóricas para o coletor A, para 2013 e 2014.

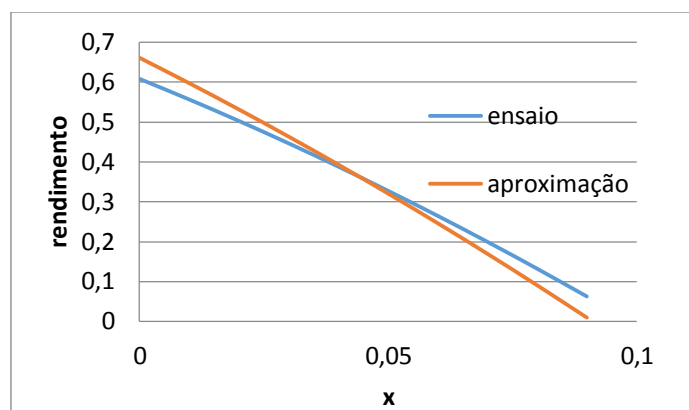
Pela análise da tabela 7.6 conclui-se que as perdas convectivas são as mais predominantes com 4,8% de contribuição para o decréscimo de rendimento. Quanto às perdas por condução representam cerca de 1,65% e a perda de transmissividade 1,84%.

### 7.3.1. Coletor B

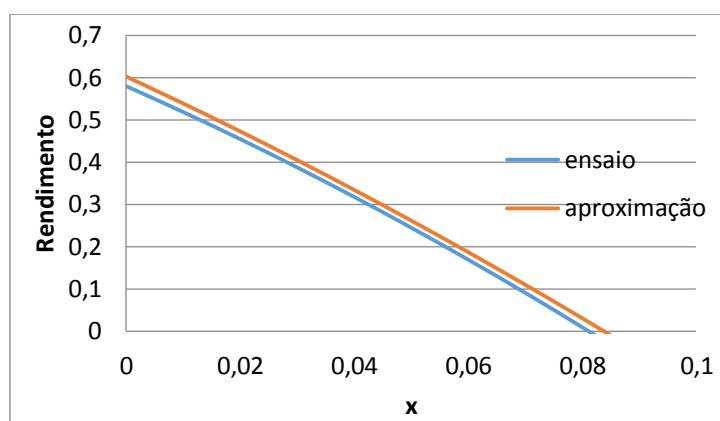
Procedeu-se de igual forma para cada um dos outros três coletores (B em 2013 e 2014; C<sub>1</sub> e C<sub>2</sub>; D<sub>1</sub> e D<sub>2</sub>). No entanto no caso do coletor B, para o cálculo das perdas de calor por condução pela base, o procedimento foi diferente: definiu-se  $h_b$  com o valor máximo e calculou-se através da espessura do isolamento qual seria o  $k_b$  correspondente. Isto deve-se ao facto do valor máximo para o  $k_b$  do isolamento não corresponder a uma boa aproximação da curva de rendimento, muito provavelmente devido às condições em que o isolamento se encontrava, visíveis na figura 6.3 (c). A tabela seguinte apresenta os valores utilizados na melhor aproximação para o caso de B:

	$h_b$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$C_b$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$k_c$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$h_f$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_0$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_1$ $Wm^{-2}K^{-2}$	$h_2$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_3$ $Wm^{-3}K^{-1}$	$\tau$
2013	1,17	100	425	250	3,07	0,0185	5,52	3,1	0,88
2014	1,5	50	325	200	4,24	0,0185	8,24	4,64	0,85

Tabela 7.7: Comparação valores dos coeficientes de 2013 e 2014 para o coletor B.



(a)



(b)

Gráfico 7.14: Aproximação da curva de rendimento para o coletor B para: (a) – 2013, (b)- 2014.

O erro da curva de rendimento calculada pela expressão analítica em comparação com a dos valores ensaiados é para o caso de (a) inferior aos 3% e para o caso de (b) inferior aos 1,8%, correspondendo em ambos os casos a uma aproximação razoável.

O gráfico seguinte compara para o coletor B as curvas de rendimento teóricas calculadas pela aplicação em Excell para 2013 e 2014:

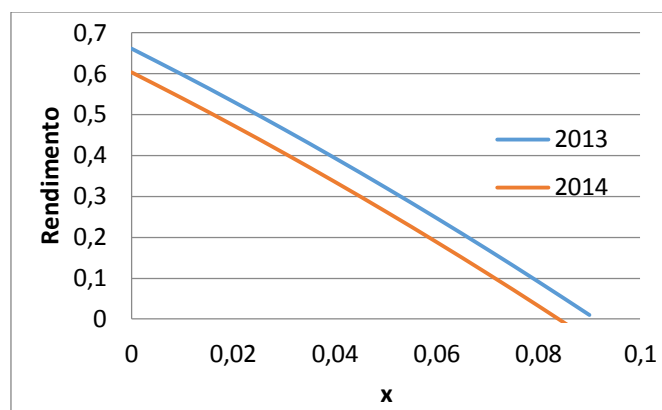


Gráfico 7.15 : Curvas de rendimento para o coletor B, calculadas pela aplicação em Excel para 2013 e 2014.

O rendimento decresceu de 2013 para 2014 cerca de 5,3%. A percentagem de cada um dos coeficientes em estudo na perda de rendimento, encontra-se na tabela seguinte:

$h_b$	$C_b$	$k_c$	$h_f$	$h_0$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$\tau$
12,60%	3,58%	5,82%	11,59%	17,74%	0,00%	10,24%	12,01%	26,42%

Tabela 7.8: Percentagem que cada coeficiente na perda de rendimento para B.

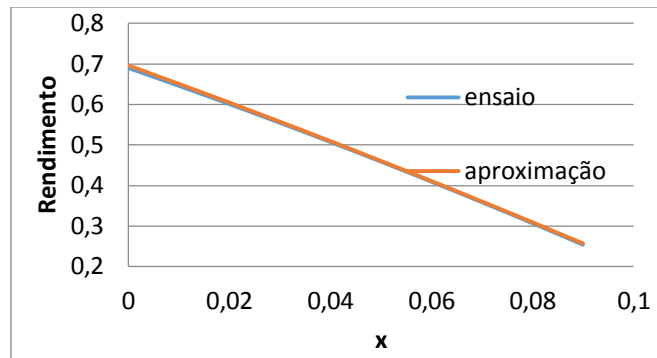
### 7.3.2. Coletor C1 e C2

Contrariamente aos dois primeiros coletores inspecionados, o 3º, apresentava muito menos indícios de deterioração. Esta situação foi confirmada pelos valores dos coeficientes em ambos os casos,  $C_1$  e  $C_2$  não serem alterados. Na melhor aproximação os coeficientes do estado pós-operação equivalem aos coeficientes do estado inicial, que se encontram na tabela seguinte:

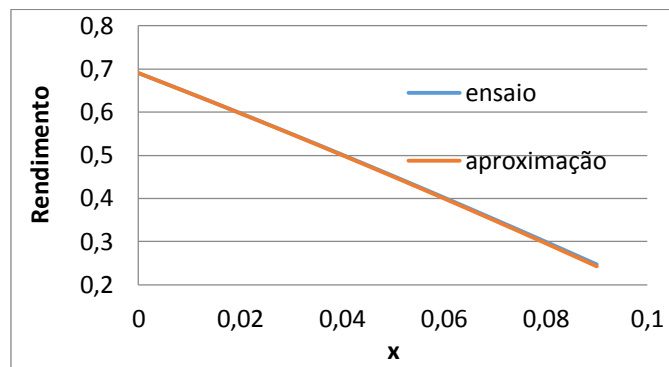
	$h_b$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$C_b$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$k_c$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$h_f$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_0$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_1$ $Wm^{-2}K^{-2}$	$h_2$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_3$ $Wm^{-3}K^{-1}$	$\tau$
$C_1$	1,37	100	425	250	3,38	0,0096	5,1	3,87	0,885
$C_2$	1,37	100	425	250	3,38	0,0096	5,1	3,87	0,885

Tabela 7.9: Comparação valores dos coeficientes de  $C_1$  e  $C_2$ .

Conclui-se que neste caso os únicos intervenientes no decréscimo do rendimento serão os coeficientes de absortividade e emissividade. O resultado do rendimento para ambos os casos está presente no gráfico seguinte:



(a)



(b)

Gráfico 7.16: Aproximação da curva de rendimento para o 3º coletor para: (a) –  $C_1$ , (b)-  $C_2$ .

Pode-se observar que a aproximação é bastante razoável e apresenta um erro para (a) inferior a 0,4% e para (b) inferior a 0,2%. O gráfico seguinte compara as duas curvas de rendimento do coletor, uma para  $C_1$  e outra para  $C_2$  calculadas através da expressão analítica:

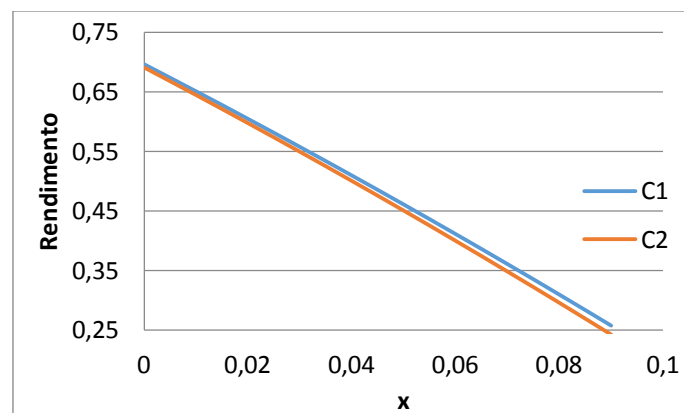


Gráfico 7.17: Curvas de rendimento para o 3º coletor, calculadas analiticamente para  $C_1$  e  $C_2$ .



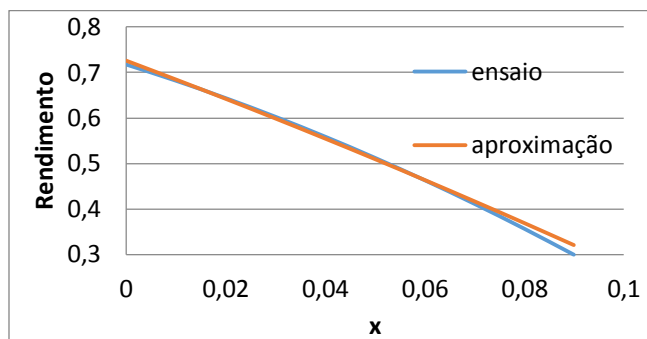
Uma vez que a deterioração foi reduzida, o decréscimo de rendimento, aproximadamente 1%, é um valor coerente com as condições do coletor e não tem grande expressão.

### 7.3.3. Coletor D1 e D2

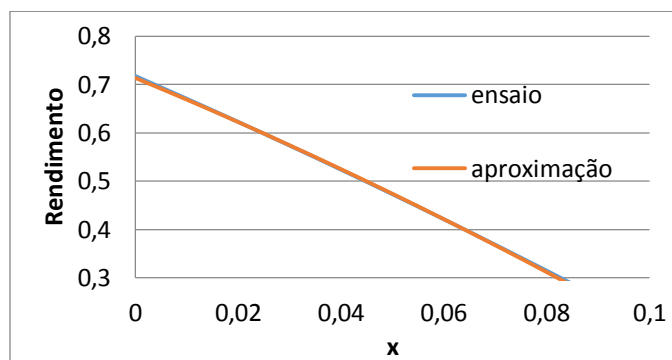
Da mesma forma que o 3º coletor, o 4º não apresentava indícios de deterioração, no entanto as curvas de ajuste sugeriam degradação dos coeficientes. A tabela seguinte representa o valor dos coeficientes no estado inicial ( $D_1$ ) e estado final ( $D_2$ ):

	$h_b$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$C_b$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$k_c$ $Wm^{-1}K^{-1}$	$h_{fi}$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_0$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_1$ $Wm^{-2}K^{-2}$	$h_2$ $Wm^{-2}K^{-1}$	$h_3$ $Wm^{-3}sK^{-1}$	$\tau$
$D_1$	0,81	100	350	250	3,38	0,0096	5,52	3,87	0,885
$D_2$	0,81	100	350	250	3,38	0,017	5,52	3,87	0,88

Tabela 7.10: Comparação valores dos coeficientes de  $D_1$  e  $D_2$ .



(a)



(b)

Gráfico 7.18: Aproximação da curva de rendimento para o 4º coletor para: (a) –  $D_1$ , (b)–  $D_2$

Estas últimas aproximações apresentam um erro para (a) aproximadamente de 0,6% e para o caso de (b) inferior a 0,2%. O gráfico seguinte compara as curvas de rendimento para o 4º coletor no estado inicial ( $D_1$ ) e final ( $D_2$ ):

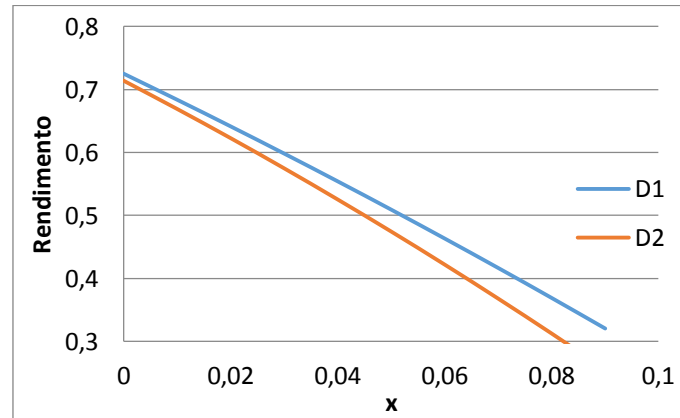


Gráfico 7.19: Curvas de rendimento para o 4º coletor, calculadas pela expressão para  $D_1$  e  $D_2$ .

Conclui-se que a perda de rendimento neste coletor é mais acentuada do que no anterior e que está na ordem dos 3,5%. O decréscimo de  $h_l$  para a perda de rendimento é de aproximadamente 1,2% e da transmissividade de 2,3%.

## 8. Conclusão

Foram recolhidos 4 coletores e comparados os resultados de rendimento antes e após exposição. Todos apresentavam um decréscimo de rendimento medido experimentalmente, 7,1% para o 1º coletor; 6,7% para o 2º coletor; 0,4% para o 3º coletor e 3% para o 4º coletor. A sua inspeção permitiu observar que os que demonstravam maiores indícios de degradação eram os dois primeiros (A e B), sendo coerente com os valores de perda de rendimento.

O tempo de exposição em que os coletores estiveram em exposição foi de apenas um ano, o que poderá justificar as perdas pouco significativas para o caso dos coletores C e D. As componentes mais afetadas são as tubagens, as juntas, o isolamento e a cobertura transparente, que obrigaram a um ajuste dos coeficientes de condução, convecção e radiação, principalmente para o caso dos dois primeiros coletores. A degradação dos componentes pode ser avaliada através do impacto percentual no rendimento pelos vários coeficientes.

Conclui-se que tal como indicado por (Forbes, 2012) (Roberts, 2013) a utilização do modelo teórico está limitada para valores de emissividade reduzidos. Isto deve-se ao facto de para valores de emissividade elevados a aproximação feita na equação (5.22) não ser válida, esta aproximação só é possível caso a igualdade  $\delta T_a \ll T_a$  seja verdadeira, ou seja para o caso dos coletores serem seletivos. Por isso se a emissividade apresentar valores elevados, a expressão analítica  $R$  presente na equação (5.25) e as restantes aproximações apresentarão um erro elevado. Pode-se constatar pela comparação das curvas de rendimento teóricas com as experimentais para os coletores A e B que as aproximações são fracas e que para ser possível uma aproximação exata teria que se utilizar valores para os coeficientes que não iriam ser coerentes com os limites tabelados.

## 9. Bibliografia

ANSI/ASHRAE. (2003). *ASHRAE Standard 93 Methods of Testing to Determine Thermal Performance of Solar Collectors*.

*Apisolar*. (s.d.). Obtido em Outubro de 2015, de [www.apisolar.pt](http://www.apisolar.pt)

*Apricus*. (s.d.). Obtido em Novembro de 2015, de [www.apricus.com](http://www.apricus.com)

Bennouna, A. (2009). *Offering More Than Ever: Technical Trends in Solar Thermal*. Renewable Energy World.

Carlsson B., F. U. (1994). *Accelerated Life Testing of Solar Energy Material, Case study of some selective solar absorber coating materials for DHW systems. SP Report 94:13, IEA Task X Report, Solar Materials Research and Development, February 1994*.

Carlsson, B. (2004). *Performance and Durability Assessment: Optical Materials for Solar Thermal Systems. Chapter 4.5: Service Life Prediction From Results of Accelerated Aging*. Elsevier.

Charlesworth, S. a. (1998). *Full-scale measurements of wind induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector*. *Sol. Energy* 62 (2), 69–77. Elsevier.

D. Rojas, J. B. (2008). *Thermal performance testing of flat-plate collectors*. *International Journal of Energy Engineering (IJEE)* .

Duffie, J. B. (1991). *Solar Engineering of Thermal Processes*. 2nd ed. John Wiley & Sons, New York.

*EDP Portugal*. (s.d.). Obtido em Setembro de 2015, de [www.edp.pt](http://www.edp.pt)

Eisenmann, W. V. (2004). *On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors*. *Sol. Energy* 76, 381–387.

EN12975-2. (2006). *Thermal solar systems components – Solar collectors – Part 2: Test methods*.

*Energia Solar Térmica- manual sobre tecnologias, projeto e instalação.* (2011). Portal energia energias renovaveis.

*Energia solar térmica TISST.* (s.d.). Obtido em 2015 de Outubro, de [www.tisst.net](http://www.tisst.net)

*Energy Outlook 2035.* (2014). Obtido em Novembro de 2015, de [www.bp.com](http://www.bp.com)

ESTIF. (2013). *Solar termal markets in Europe – Trends and market statistics.* ESTIF-European Solar Thermal Industry Federation.

Forbes, D. R. (2012). *An Analytical Expression For The Instantaneous Efficiency of a Flat Plate Solar Water Heater and the Influence of Absorber Plate Absorptance and Emittance, Solar Energy 86 (2012) 1416–1427.* Elsevier.

Geyer, W. S. (s.d.). *Powerfromthesun.* Obtido em Dezembro de 2015, de [www.powerfromthesun.net](http://www.powerfromthesun.net)

Gordon, J. M. (2013). *Solar Energy: The State of the Art.* Routledge.

ISO. (1994). *ISO 9806-1 Test methods for solar collectors. Part 1: thermal performance of glazed liquid heating collectors including pressure drop.* International Organization for Standardisation.

ISO9488:1999. *solar energy-vocabulary.*

Jorgensen, G. (2003). *IEA Task 27 "Adoption of General Methodology to Durability Assessment of Polymeric Glazing Materials.*

Laboratories, S. N. (s.d.). Obtido em Dezembro de 2015, de [www.sandia.gov](http://www.sandia.gov)

Matt Young, Y. T. (1997). *Optica e lasers.* edusp.

Mullick, K. &. (2010). *Wind heat transfer coefficient in solar collectors in outdoor conditions .* Solar Energy, 84, 956-963. .

Norton, B. (2011). *The Centenary of Solar Collectors for Heating Water.* Solar Thermal Application (STH).

*Protolab.* (s.d.). Obtido em Julho de 2015, de [www.protolab.com](http://www.protolab.com)

R. L. Axelbaum, H. B. (1987). *The effect of substrate surface preparation on the optical properties of a black chrome solar absorber coating, Solar Energy Vol. 39,*

No 3, pp. 233-241. Pergamon Journals Ltd.

*renewable energy focus*. (s.d.). Obtido em Setembro de 2015, de [www.renewableenergyfocus.com](http://www.renewableenergyfocus.com)

Roberts, D. (2013). *A figure of merit for selective absorbers in flat plate solar water heaters*, *Solar Energy* 98 (2013) 503–510. Elsevier.

S. Brunold, U. F. (2000). *Accelerated Life Testing of Solar Absorber Coatings: Testing Procedure and Results*.

*Solar Heat Worldwide*. (2014). International Energy Agency, Solar Heating and Cooling Programme.

Streicher, E. *Performance model for solar thermal collectors taking into account degradation effects*.

Struckmann, F. (2008). *Analysis of a Flat-plate Solar Collector*. Heat and Mass transport.